

Die  
**Hebezeuge**

von

**Ad. Ernst**

**Erster Band**

**Band 1**

# DIE HEBEZEUGE

THEORIE UND KRITIK AUSGEFÜHRTER KONSTRUKTIONEN

MIT BESONDERER BERÜCKSICHTIGUNG

DER ELEKTRISCHEN ANLAGEN

---

EIN HANDBUCH

FÜR

INGENIEURE, TECHNIKER UND STUDIRENDE

VON

AD. ERNST

PROFESSOR DES MASCHINEN-INGENIEURWESENS AN DER K. TECHN. HOCHSCHULE ZU STUTT GART

---

VIERTE NEUBEARBEITETE AUFLAGE

UNTER MITWIRKUNG VON

J. KIRNER

REGIERUNGSBAUFÜHRER U. ASSISTENT AN D. K. TECHN. HOCHSCHULE ZU STUTT GART

MIT 1486 TEXTFIGUREN UND 97 LITHOGRAPHIRTEN TAFELN

ERSTER BAND



SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG GMBH

1903

ISBN 978-3-642-89345-2      ISBN 978-3-642-91201-6 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-642-91201-6

---

Alle Rechte vorbehalten,  
insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen.

---

Softcover reprint of the hardcover 4th edition 1903

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>.

## Vorwort zur dritten Auflage.

---

Der Absatz der letzten Auflage in dem kurzen Zeitraum von zwei Jahren nach ihrem Erscheinen hat mich unerwartet bald vor die Aufgabe gestellt, die kaum abgeschlossene Arbeit abermals aufzunehmen. Das letzte Mal war, neben der Abrundung und Vertiefung des ganzen Werkes, mein Augenmerk hauptsächlich auf eine erschöpfende Darstellung der hydraulischen Anlagen gerichtet, die damals gerade den Höhepunkt ihrer Entwicklung erreicht hatten. Ich bekenne mich zu denen, die auch heute noch die Vorzüge des Druckwasserbetriebes hinsichtlich der Sicherheit, sowohl für sehr schnell und mit wechselnden Geschwindigkeiten arbeitende Hebemaschinen, wie für aussergewöhnlich grosse Lasten durch die Fortschritte der Elektrotechnik nicht für überwunden halten, aber inzwischen haben die elektrischen Anlagen eine solche Verbreitung gefunden und treten in vielen Fällen mit so unbestreitbarem Recht in den Vordergrund, dass ich bei dem weiteren Ausbau meines Werkes vor allem die neue Richtung eingehend verfolgt und dargelegt habe.

Die Lösung dieser durch die praktische Entwicklung der Verhältnisse gestellten Aufgabe würde verhältnissmässig einfach ausgefallen sein, wenn ich, im unmittelbaren Anschluss an die letzte Auflage, die schon dort in ihren Anfängen mitgetheilten Ausführungen elektrisch betriebener Krane und Aufzüge nur bezüglich der Verbesserungen ihres mechanischen Theils vervollständigt und mich hinsichtlich des eigentlichen elektrischen Zubehörs im wesentlichen auf die früheren allgemeinen Bemerkungen beschränkt hätte, in denen die hauptsächlichsten leitenden Gesichtspunkte kurz zusammengestellt waren.

Alle Ingenieure, die den elektrischen Antrieb von Hebemaschinen aufgenommen haben, werden aber mit mir in der Erfahrung übereinstimmen, dass man diese Aufgabe mit sicherem Erfolg nur dann lösen kann, wenn man tiefer in die eigenartigen Verhältnisse des elektrischen Betriebes eindringt, weil dieselben auch den mechanischen Theil der Winden weit mehr beherrschen, als es zunächst den Anschein hat, und weil der ausführende Ingenieur mit der Lieferung von Kranen oder Aufzügen schliesslich auch für die Betriebssicherheit der ganzen Anlage aufkommen muss.

Es ist in Deutschland viel Lehrgeld bezahlt worden, bis sich die geistig und räumlich getrennten Arbeitskräfte für die Herstellung von Hebe-  
maschinen und den zugehörigen elektrischen Betriebseinrichtungen zusammengefunden haben, um, in gegenseitiger Würdigung der zu stellenden Anforderungen und der zu ihrer Befriedigung verfügbaren Hilfsmittel, die neu auftauchenden Aufgaben gemeinsam in einheitlichem Sinne zu lösen.

Der Elektromotor, seine Anlass- und Schutzapparate, Steuerungen und Bremsen sind nur äusserlich von der damit verbundenen Winde zu trennen. Sobald man die anfänglich innegehaltene Grenze überschreitet, innerhalb deren der Elektromotor nur eine Zwischentransmission in Gang setzt und ohne sonstigen Einfluss auf die Arbeitsweise der Hebemaschine auch durch eine beliebige andere Kraftmaschine ersetzt werden könnte, bilden elektrische und mechanische Theile der Konstruktion ein miteinander innig verwachsenes, lebendig ineinander greifendes Gefüge, bei dem jede Funktionstörung in einem Gliede die übrigen in Mitleidenschaft zieht. Die einzelnen Theile sind ebenso untrennbar miteinander vereinigt, wie die Hebewerke der hydraulischen Krahn- und Aufzüge mit ihren Treibcylindern und Steuerungen, aber der Bau der elektrisch betriebenen Maschinen ist in seiner Gesamtheit nicht nur viel verwickelter, sondern auch in vielen Theilen dem Auge und dem unmittelbaren Verständniss schwerer, ja oft fast garnicht zugänglich. — Er bietet zahlreiche besondere Ausführungs- und Betriebschwierigkeiten, für die das Erfahrungsmaterial noch keineswegs abgeschlossen und noch viel weniger bereits Gemcingut geworden ist.

Die hydraulischen Anlagen werden von den Maschinenfabriken in allen Theilen selbst hergestellt und montirt; bei den elektrischen Anlagen vereinigen sich, in Deutschland wenigstens, meist zwei getrennte Firmen, und nicht selten gewinnen störende Nebenrücksichten Einfluss auf die Entscheidung der Wahl, mit welcher der elektrotechnischen Fabriken der Aufzugfabrikant im einzelnen Fall zusammengeht, weil z. B. der Bauherr, ohne vorherige Rücksprache, die Lichtanlage bereits an eine bestimmte Firma übertragen hat und nun auch die Motoren für die Arbeitsmaschinen von dort zu nehmen wünscht. Durch derartige Verhältnisse entsteht ein häufiger Wechsel der Bezugsquellen, der das gegenseitige Einarbeiten der getrennten, aufeinander angewiesenen Firmen nicht erleichtert, und mehr die Verschiedenheit der Konstruktionen, als die Ausbildung bestimmter Muster auf Grund fest abgegrenzter Erfahrungsbeobachtungen begünstigt. Nicht selten wird der Maschineningenieur so wider seinen Willen gezwungen, Motoren und Anlasser zu verwenden, über deren Eigenthümlichkeiten er bis dahin noch gar keine Erfahrungen gesammelt hat.

Dazu kommt, dass die meisten Ingenieure, die gegenwärtig im Krahn- und Aufzugbau leitende Stellungen einnehmen, in ihrer Studienzeit noch keine Gelegenheit fanden, sich mit der jungen Elektrotechnik zu beschäftigen. Jetzt zur Anwendung dieses ihnen bis vor kurzem nahezu ganz fremden Gebietes gezwungen, finden sie grosse Schwierigkeiten, sich nachträglich die fehlenden Kenntnisse durch Selbststudium zu erwerben.

Dem Neuling tritt bei diesem Versuch eine unerwartet grosse Zahl fremdartiger Begriffe und Beziehungen entgegen. Die namhaften neueren elektrotechnischen Lehrbücher und Zeitschriften setzen einen Leserkreis voraus, dem die allgemeinen Anschauungen und Gesetze der Elektrotechnik bereits einigermassen geläufig sind, und die sogenannte populäre Litteratur bewegt sich nur auf der Oberfläche, ohne einen tieferen Einblick zu gewähren.

Die Fachlitteratur hat sich ausserdem bisher mehr mit den Generatoren, als mit den Motoren beschäftigt, und vor allem ist gerade der Theil der Elektrotechnik, der für den Krahn- und Aufzugbau am meisten in Betracht kommt: „das Verhalten der Elektromotoren beim Anlassen und Abstellen,

die zahllosen Steuerapparate und Hilfsmittel zum Regeln und Verändern der Geschwindigkeit, die Bremsen, u. s. f.“ in den Lehrbüchern am wenigsten berücksichtigt und bisher nirgends übersichtlich im Zusammenhange dargestellt.

Einzelne Aufsätze hierüber in Zeitschriften bieten zwar werthvolle Beiträge, aber sie sind in der Form so abgefasst, dass ihr Inhalt denjenigen verschlossen bleibt, die eine erste Belehrung über diese Fragen suchen.

Hier galt es also eine tief empfundene Lücke auszufüllen, und ich würde dankbar gewesen sein, wenn ich auf eine anderwärts vorhandene, ausreichende Quelle für den Sonderzweck hätte verweisen können, statt selbst vor die Bresche zu treten und den Versuch wagen zu müssen, das Fehlende in meinen Hebezeugen in einem besonderen Abschnitt: „Motoren und Apparate für elektrischen Betrieb“ — Abschnitt V, Band II — einzufügen.

Die Aufgabe, deren Lösung ich hier angestrebt habe, beschränkt sich auf ein planmässiges Entwickeln und Zusammenfassen der elektrotechnischen Gesetze und Konstruktionen, welche für den Bau und Betrieb von Hebe-  
maschinen in Betracht kommen. Ich habe dabei, von den einfachsten Grundbegriffen ausgehend, den Weg eingeschlagen, in zusammenhängender, möglichst allgemein verständlicher Darstellung die elektrischen Vorgänge in den Hauptarten der verschiedenen Motoren bis zur Aufstellung der Leistungsformeln zu entwickeln, um daran anschliessend die Wirkungsweise der Anlasser, Geschwindigkeitsregler und Bremsmittel klar zu legen, und schliesslich in einer grossen Zahl von Ausführungsbeispielen die Schutzapparate, sowie vor allem die ausserordentlich mannigfach ausgebildeten Steuerapparate von den einfachsten Anlassern ohne Vorschaltwiderstand bis zu den verwickeltsten mit Hilfsmotoren, Tourenregulirung, Stockwerkeinstellung und Selbstbremsung zu behandeln.

Trotz des scharf umgrenzten Rahmens und des fest ins Auge gefassten Sonderzieles, gewährt diese Darstellungsweise doch einen in sich abgeschlossenen allgemeinen Überblick, der sich vielleicht auch sonst für Maschineningenieure, die sich über den elektrischen Betrieb von Arbeitsmaschinen unterrichten wollen, als nützlich erweisen wird.

Die Generatoren habe ich nur soweit in den Kreis der Betrachtungen gezogen, wie es zum Verständniss der Motoren nothwendig war, weil sie mit der Anlage von Hebe-  
maschinen nur in mittelbarem Zusammenhang stehen. Aus diesem Grunde habe ich auch die Akkumulatoren gar nicht besprochen, weil sie als eine Ergänzung der Primärstation zu betrachten sind. Die scheinbar hiermit in Widerspruch stehende Aufnahme eines kurzen Kapitels über Transformatoren findet ihre Erklärung dadurch, dass diese Umformer eine Grundlage zum Verständniss der Drehstrommotoren bilden.

Während ich sonst in allen anderen Abschnitten die Rechnungen bis zur Bestimmung der einzelnen Konstruktionsabmessungen in massgebenden Beispielen durchgeführt habe, ist in dem elektrotechnischen Abschnitt der rechnerische Apparat auf die Entwicklung der allgemeinen Gesetze und Beziehungen beschränkt, die einen ausreichenden Einblick in die besonderen Verhältnisse des elektrischen Betriebes von Aufzügen und Krane-  
n gewähren.

Es hat mir selbstverständlich fern gelegen, die bis ins einzelne ausgearbeitete Konstruktionslehre der Hebe-  
maschinen auch auf das rein elek-

trische Gebiet ausdehnen zu wollen. Ich habe in dieser Richtung ausschliesslich das Ziel verfolgt, elektrotechnisch unzureichend vorgebildete Maschineningenieure mit den wesentlichsten Erscheinungen des elektrischen Betriebes und der ausserordentlichen Mannigfaltigkeit der verschiedenen Ausführungen und Hilfsapparate vertraut zu machen und jüngere Elektrotechniker auf die eigenartigen Anforderungen des Betriebes von Hebe-  
maschinen hinzuweisen. Ich hoffe dadurch das gegenseitige Verständniss zwischen Vertretern der beiden getrennten und doch aufeinander angewiesenen Fachrichtungen zu fördern.

Die allgemeinen Entwicklungen habe ich soweit ausgedehnt, dass das Studium des Abschnitts auch bei dem ständigen Wechsel der elektrischen Apparate und den rastlos fortschreitenden Verbesserungen wohl über den gegenwärtigen Standpunkt des Gebietes hinaus wenigstens eine ausreichende Grundlage zum Verständniss des weiter in Aussicht stehenden Neuen bieten wird. Ich hoffe, dass dazu die grosse Zahl der besprochenen Einzelausführungen und Schaltschemas wesentlich beiträgt, denn das Neue baut sich doch stets auf dem Bestehenden auf.

Inbezug auf die Bezeichnungsweise habe ich nach möglichster Deutlichkeit gestrebt. Eine vollständige Anlehnung an vorhandene Muster und Übereinstimmung mit anderen war nicht zu erreichen, weil die Wahl der Abkürzungsbuchstaben für bestimmte Begriffe in der elektrotechnischen Litteratur leider ziemlich willkürlich wechselt. Die Benennung Wattstunde habe ich beibehalten, nachdem sie sich, trotz ihrer wenig glücklichen Wahl, überall eingebürgert hat. Sinngemäss wäre dieser Arbeitsbegriff besser durch „Stundenwatt“ zu ersetzen, wie man ja auch von Sekundenkilogramm-  
metern und nicht von Meterkilogrammsekunden spricht.

In der Einfügung des besonderen elektrotechnischen Abschnittes ist die von mir eingeführte eigenartige Stoffeintheilung meiner „Hebezeuge“ gewahrt, bei der ich nach Möglichkeit die Ausführungselemente und Grundlagen der Konstruktionen nach der Verschiedenheit der Getriebeelemente in getrennten Gruppen zusammengefasst habe und der vergleichenden Kritik unterwerfe, um die Darstellung von Gesamtanlagen im Anschluss hieran als Beispiele der vielscitigen Verwendung und verschiedenartigen Verbindung der im einzelnen besprochenen Konstruktionselemente kürzer und dabei für den Leser lehrreicher erledigen zu können.

An der Eintheilung und Anordnung des Stoffes der übrigen Abschnitte ist, abgesehen von der Aufnahme zahlreicher neuer Konstruktionseinzelheiten und ganzer Maschinen und der sorgfältigen Durchsicht des älteren Materials, nichts Wesentliches geändert. Die elektrisch betriebenen Krähne und Aufzüge haben daher mit ihren mechanischen Elementen auch wieder in dem Abschnitt „Räderwinden“ Aufnahme gefunden, soweit es sich nicht um rein elektrische Zubehörtheile handelt. Die Unterbringung dieses vierten Abschnittes am Schluss des ersten Bandes und die des fünften „Motoren und Apparate für den elektrischen Betrieb“ am Anfang des zweiten Bandes wird äusserlich die vergleichende und ergänzende Benutzung beider Abschnitte dem Leser möglichst bequem gestalten.

Ich bin im übrigen bemüht gewesen, den Doppelzweck des Werkes: „Studirenden als Konstruktionslehrbuch zum Selbstunterricht und Ingenieuren als Handbuch zu dienen, dadurch weiter zu fördern, dass der Text mit zahlreichen Hinweisen auf Vergleichs- und Ergänzungs-

stellen, unter genauer Angabe von Seiten- und Figurenummern ausgestattet ist, wo sich Gelegenheit bot, auf zugehörige Auseinandersetzungen und Angaben in anderen Kapiteln des Buches Bezug zu nehmen. Abgesehen von der Anführung aller benutzten Quellen, sind besondere Litteraturnachweise eingefügt, wo Mangel an Platz oder Zeit oder unzureichende eigene Erfahrung zum Verzicht auf die unmittelbare Besprechung und Aufnahme sonst vorhandener Konstruktionen nöthigten.

Das Gebiet hat eine so riesige Ausdehnung gewonnen, dass eine erschöpfende, alles Material beherrschende Bearbeitung die Arbeitskraft des Einzelnen und den statthaften äusseren Umfang des Werkes überschreitet. Ich habe deshalb schon früher die Bergwerkfördermaschinen, trotz ihrer nahen Verwandtschaft mit den übrigen Aufzügen, grundsätzlich ganz ausgeschlossen. Dieses umfangreiche Gebiet nimmt in der Anwendung, wie in der Herstellung der Maschinen eine Sonderstellung ein, in die mein Wirkungskreis nicht hinübergreift.

Ausser den Inhaltsverzeichnissen der einzelnen Bände, die vor allem auch einen genauen Überblick über die planmässige Stoffvertheilung gewähren, und deren genaue Durchsicht vor Benutzung des Werkes ich besonders empfehle, um sich später leicht zurechtzufinden, ist noch ein alphabetisch geordnetes Sach- und Namenregister angefügt. Auch der Tafelband hat ein eigenes Inhaltsverzeichniss erhalten, dessen Anordnung gleichzeitig das Aufschlagen des Textes zu den einzelnen Figuren erleichtert.

Bei allen patentirten Konstruktionen sind die Nummern der D.R.P. hinzugefügt. Diese Angaben habe ich auch da stehen lassen, wo die Patente selbst inzwischen erloschen sind, weil sie die urkundlichen Nachweise für den Antheil der einzelnen Erfinder an den Fortschritten des ganzen Gebietes bilden.

Inbezug auf die von mir bei Erörterung der einzelnen Konstruktionen geübte Kritik wiederhole ich die Bemerkung aus dem Vorwort der zweiten Auflage, dass sie nicht den Massstab für die Leistungsfähigkeit verschiedener Werkstätten bietet, sondern nur die allmählichen Fortschritte zum Ausdruck bringt, an denen im Laufe der Jahre von allen Seiten mit rühriger Thatkraft gearbeitet ist. Ich betone auch hier wieder, dass ich nur in diesem Sinne die Kritik veröffentliche, die im übrigen unentbehrlich ist, um dem Lernenden das Lernen zu erleichtern und ihn zur eigenen Urtheilskraft anzuleiten, um ihn ferner schrittweise mit den zahllosen Schwierigkeiten und verschiedenen Einzelanforderungen der Praxis bekannt zu machen. Dabei habe ich es als eine besondere Pflicht meines Lehramtes an der Technischen Hochschule erachtet, in die Kritik rückhaltlos meine eigenen Erfahrungen aus der Praxis zum Nutzen der Allgemeinheit einzuflechten. Ich hielt mich nach nunmehr dreissigjähriger Beschäftigung mit dem Gebiet hierzu um so mehr berechtigt, als mein Urtheil und Rath nicht selten in schwierigen Fällen von Privaten und von öffentlichen Behörden zur Entscheidung eingefordert ist.

Bei der Auswahl des Stoffes, der eingehenden Beschreibung der einzelnen Konstruktionen und der grossen Zahl vollständig durchgerechneter Beispiele sind wieder die Bedürfnisse der Studirenden besonders berücksichtigt, aber auch der erfahrene Konstrukteur wird in dem reichhaltigen und vielseitigen Material manche willkommene Anregung finden.

Der Anfänger ist stets geneigt, sich an knapp gefasste Regeln, wie an einen Ukas anzuklammern. Es kostet viel Mühe und Zeit, ihn dahin zu

bringen, dass er den blinden Autoritätsglauben durch eigenes Nachdenken ersetzt, und eine Aufgabe von verschiedenen Seiten und mit verschiedenen Hilfsmitteln zu lösen versucht, um selbst einen Einblick zu gewinnen, wie gestaltungsfähig und verschiedenartig die Konstruktionslösungen sind.

Das Gebiet der Hebezeuge gehört, abgesehen von seiner hervorragenden selbstständigen Bedeutung, zu den fruchtbarsten Grundlagen des Konstruktionsunterrichts für den allgemeinen Maschinenbau, weil es eine unerschöpfliche Fülle von Aufgaben für alle Fähigkeitsstufen bietet, und weil sich fast alle Abmessungen rechnermässig bestimmen lassen. Vom einfachen Handgeräth in rohester Ausführung bis zu den grossartigsten Centralanlagen, die mit dem ganzen Rüstzeug unserer technischen Wissenschaft und Erfahrung entworfen werden müssen, sind alle Hilfsmittel zur Bewältigung von Lasten in der Praxis vertreten, und kaum irgendwo anders treten so schroffe Verschiedenheiten in den Anforderungen auf, die das allgemeine technische Urtheil herausfordern und schärfen. Im einen Fall ist das Vollkommenste nur gerade gut genug, um für dauernde Massenleistungen genügende Lebensdauer der Maschinen zu sichern und wirthschaftlich vortheilhaft zu arbeiten, im anderen Fall handelt es sich um möglichst billige und einfache Maschinen und Geräte, bei denen die Materialanstrengung bis auf die äussersten Grenzen getrieben werden muss, um den Anforderungen der wechselnden Gebrauchsfähigkeit an verschiedenen Orten, des leichten Transportes, geringen Platzbedarfes, bei grosser Tragfähigkeit, u. s. f. zu genügen.

In welcher rastloser Thätigkeit die Verwendung und Verbesserung der Hebemaschinen zugenommen hat, davon legt der fast auf das Doppelte der letzten Bearbeitung angewachsene Umfang der neuen Auflage des vorliegenden Buches Zeugniss ab, dessen Inhalt auf zwei starke Textbände mit über 1000 Abbildungen und einen besonderen Band mit 85 durch Steindruck hergestellten Tafeln vertheilt werden musste.

Nach Möglichkeit habe ich ausser den deutschen Ausführungen auch ausländische aufgenommen. Die in den letzten Jahren nach Deutschland verpflanzten amerikanischen Einrichtungen, um Lasten im Umladeverkehr von Massengütern und bei grossen Erdarbeiten unmittelbar nach dem Heben auf Hochbahnen nach ausgedehnten Lagerplätzen abzuführen, sind, je nach ihrer Eigenart, theils in dem Kapitel „Elevatoren“, theils in einem neu eingefügten, unter der von mir gewählten Bezeichnung „Hochbahnkrahne“ erörtert.

Stuttgart, 1. April 1899.

**Ad. Ernst.**

## Vorwort zur vierten Auflage.

---

Den Vorarbeiten und der Fertigstellung der vorliegenden vierten Auflage habe ich in den letzten zwei Jahren meine ganze verfügbare Zeit bis zur Grenze meiner Leistungsfähigkeit gewidmet und hoffe das Werk durch die abermaligen Erweiterungen und die erneute Sichtung des ganzen Stoffes soweit gefördert zu haben, dass es in seiner jetzigen Form noch mehr als früher ein in sich abgerundetes und bis auf die neueste Zeit vervollständigtes Lehr- und Handbuch bildet, über dessen Stoffanordnung und Ziele ich mich im übrigen bereits im vorangestellten Vorwort zur dritten Auflage eingehend ausgesprochen habe.

Meine inzwischen als selbstständige Arbeiten erschienene „Kritik der neueren Senksperrbremsen für Krähne“ und die „Untersuchung über die Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe“, sowie meine Berichte in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure über die Hebemaschinen auf der Düsseldorfer Ausstellung gehören zu den wichtigsten Vorarbeiten.

Den Markstein, welchen die Düsseldorfer Ausstellung 1902 für unsere deutsche Eisen- und Maschinenindustrie bildet, wird der Leser in den beiden Textbänden häufig vor sich erblicken. Ein reiches Figurenmaterial neuerer Konstruktionsformen verdankt dieser Quelle seinen Ursprung. Die mir dort gebotene, wohl nicht leicht wiederkehrende Gelegenheit zu vergleichenden Energiemessungen einer grossen Zahl verschieden gebauter Krähne für gleiche Leistungsbedingungen und Arbeitsverhältnisse hat die nachstehenden Veröffentlichungen durch werthvolle Erfahrungszahlen bereichert. Aber auch sonst haben meine vielfachen Beziehungen zur Praxis mir ein fast kaum zu bewältigendes Material zugeführt.

Der Vergleich mit der letzten Auflage wird in fast allen Kapiteln von den einfachen Lokomotiv-Hebeböcken bis zu den Riesenkrähnen für die Bedürfnisse der Werften wichtige Fortschritte finden, die Zeugnis ablegen von den Erfolgen unserer deutschen Ingenieure auf dem Gebiet der Hebemaschinen und den gewaltigen Aufgaben, die hier gestellt werden und gelöst sind.

Ausser den zum erstenmal in grösserer Zahl aufgenommenen verschiedenartigen Werftkrähnen, haben vor allem die hohen Ansprüche des Hüttenwesens an schnellen Transport grosser Lasten zur Aufnahme einer ganzen Reihe von Konstruktionen geführt, die in der Form von rasch arbeitenden Lauf- und Drehkrähnen, Giesswagen u. s. f. diese Bedürfnisse befriedigen. Ein neuer Schmiedelaufkrahnen mit Wendewerk und ein Nietlaufkrahnen von E. Becker ergänzen diese Sonderkonstruktionen für den Grossbetrieb von Eisen- und Stahlwerken.

Im Aufzuggebiet haben die Knopfsteuerungen ihren siegreichen Einzug gehalten und eine Umwälzung in den Steuerapparaten und Sicherheitsvorkehrungen für die Fahrschächte herbeigeführt, der durch zahlreiche Ausführungsbeispiele eingehend berücksichtigt ist.

Aber selbst die in ihrer Entwicklung im grossen und ganzen vollkommen abgeschlossenen und durch den elektrischen Betrieb in den Hintergrund gedrängten hydraulischen Anlagen treiben noch hie und da neue Zweige, und ich glaubte eine scheinbar ausserhalb des Rahmens dieses Buches liegende, neuere Ausführung, die eines hydraulischen Operationstisches für Pferde, der eine gewisse Verwandtschaft mit Kohlenkippern hat, veröffentlichen zu sollen, nicht nur weil ich persönlich an der Lösung dieser eigenartigen Aufgabe beteiligt war, sondern vor allem, um darauf hinzuweisen, dass auch heute noch Aufgaben im Gebiet der Hebemaschinen auftauchen, die sich in möglichster Vollkommenheit nur auf hydraulischem Wege lösen lassen.

Das Kapitel über Presslufthebezeuge ist durch eine Reihe von sorgfältigen Konstruktionszeichnungen nach amerikanischen Ausführungen vervollständigt.

Überall bin ich, wie früher, bemüht gewesen, nicht nur die neu aufgetauchten Konstruktionsformen der Maschinenelemente mit den bereits bekannten vereinigt zur klareren Übersicht gesondert an die Spitze der einzelnen Kapitel zu stellen, sondern vor allem auch die vergleichenden Kritiken zu erweitern und, soweit sich durch die Neuerungen der Standpunkt verschoben hat, zu berichtigen.

Das Werk enthält in seiner jetzigen Ausstattung über 500 neue Textfiguren und 17 neue Atlastafeln, darunter vorwiegend viel genaue Ausführungszeichnungen mit vollständigen Massangaben. Nach Ausscheidung einiger veralteter Zeichnungen und Tafeln ist die Gesamtzahl der Figuren in den beiden Textbänden auf 1486, die Zahl der Atlasblätter auf 97 angewachsen.

Ausserdem ist dem Tafelband als Anhang eine Reihe von Tabellen verschiedener Firmen für Hauptabmessungen und Gewichte von Laufkränen mit Hand- und elektrischem Betrieb und von fahrbaren Dampf-Drehkränen eingefügt.

Um bei diesem bedeutenden Zuwachs den Umfang des ganzen Werkes äusserlich nicht unhandlich werden zu lassen, war neben einzelnen Kürzungen und der Streichung von entbehrlich erscheinendem älteren Material die Wahl feineren Papiere und etwas gedrängteren Druckes für die Textbände notwendig.

Der für die letzte Auflage zum erstenmal bearbeitete Abschnitt „Motoren und Apparate für elektrischen Betrieb“ hat auch in elektrotechnischen Fachkreisen sowohl in öffentlicher Besprechung, wie in einer Reihe privater Zuschriften von massgebender Seite wohlwollende Anerkennung gefunden. Ich darf daher jetzt auf diesen sorgen- und mühevollen Erstlingsversuch, die Elektrotechnik im Rahmen der Hebemaschinen für die Bedürfnisse des Aufzug- und Kraningenieurs in wissenschaftlich leicht verständlicher Form als selbstständigen Abriss zusammenzufassen, um das Verständniss für die vielseitigen Anwendungen zu sichern, mit der Beruhigung zurückblicken, dass der eingeschlagene Weg vielen willkommen war und thatsächlich eine Lücke in der technischen Litteratur ausgefüllt hat.

Über die leitenden Gedanken dieser Arbeit habe ich mich im Vorwort zur dritten Auflage ausführlich geäußert. Der Umfang des Abrisses hatte sich auch für das Verständniß der inzwischen in der Praxis aufgetauchten, zahlreichen neuen und verbesserten Steuerapparate für Krähne und Aufzüge, sowie für die im Entstehen begriffenen neuen Motorformen als ausreichend erwiesen, und es hätte daher nur der ergänzenden Aufnahme dieser Neuerungen selbst bedurft, aber in der Herleitung der grundlegenden Gesetze hatte ich mich in der ersten Bearbeitung noch nicht überall von der üblichen Betrachtungsweise der elektrotechnischen Fachliteratur mit ihrem umfangreichen Rüstzeug höherer Mathematik ganz frei machen können, und mich an einzelnen, wenn auch sehr wenigen Stellen mit der Übernahme von Rechnungsergebnissen aus anderen Quellen begnügen müssen. Ausserdem waren einzelne Entwicklungen, wie meist beim ersten Suchen nach einer Lösung, noch umständlicher ausgefallen, als nothwendig. Um daher auch diese Erstlingsmängel zu beseitigen und das Ganze im Hinblick auf den Stoffzuwachs in die kürzeste und klarste Form zusammenzudrängen, ist die zeitraubende Mühe einer vollständigen Umarbeitung nicht gescheut, die aufgewendet werden musste, wenn mit der Abkürzung des Weges nicht seine Gangbarkeit erschwert werden sollte. Das Kapitel über Transformatoren war im Rahmen des Abrisses nicht nur an sich, sondern auch als Vorstufe für die Drehstromdiagramme entbehrlich und konnte durch einige kurze Bemerkungen im Drehstromkapitel ersetzt werden.

In der jetzt vorliegenden Form stützt sich der ganze elektrotechnische Abschnitt lediglich auf die grundlegenden Erfahrungsgesetze von Ohm, Joule, Lenz und Coulomb bezw. Biot-Savart. Auf dieser Grundlage sind, ohne weitergehende Ansprüche an physikalische oder im besonderen elektrotechnische Vorbildung und Anschauungen des Leserkreises zu stellen, mit einem sehr bescheidenen mathematischen Rechnungsapparat, der nirgends über die sonst in dem Werk gezogenen Grenzen der ersten Elemente der Differentialrechnung hinausgeht, und selbst hiervon nur in wenigen Fällen Gebrauch macht, in streng logischer Folge, lückenlos alle Beziehungen für Umlaufzahl und Leistung der verschiedenen Motoren, die Anlassvorgänge und ihre Gesetze, die Verfahren zum Regeln der Motorgeschwindigkeit, die elektrische und magnetische Bremsung u. s. w. rechnerisch oder graphisch entwickelt, durch Beispiele erläutert und für ziffernmässige Bestimmungen festgelegt. So ist u. a. für die Drehstrommotoren auch das Heyland'sche Diagramm aufgenommen und hergeleitet.

Der ganze Abschnitt gipfelt, wie früher, in den praktischen Anwendungen des Gebietes und seiner Grundgesetze für den elektrischen Betrieb, unter umfassender Berücksichtigung der jetzt wesentlich vermehrten Steuerapparate für Krähne und Aufzüge.

Ich hoffe, dass, trotz der einfachen, elementaren Behandlungsweise des Stoffs und der absichtlichen Vermeidung gelehrter Betrachtungen, der Arbeit der Werth und Charakter wirklicher Wissenschaftlichkeit und praktisch zuverlässiger Verwendbarkeit in der Beurtheilung nicht versagt werden wird, und glaube meinerseits, damit einen wesentlichen Schritt weiter vorwärts gethan zu haben, das Gebiet dem leichten und allgemeinen Verständniß zu erschliessen.

Auch abgesehen von dem Zusammenhange mit den Hebezeugen wird der elektrotechnische Abschnitt als selbstständiges Lehrbuch für die Grund-

lehren der Elektrotechnik und die Verwendung der Motoren mit allem Zubehör im gesammten Maschinenbau betrachtet werden können und sich, noch mehr als in seiner früheren Form, zum Selbststudium, sowie als Leitfaden zur Einführung in die noch junge Wissenschaft und ihre praktischen Erfolge als geeignet und nützlich erweisen.

Hierbei habe ich auch an dieser Stelle mit vollster Anerkennung der Hilfe zu gedenken, welche mir mein Assistent, der Regierungsbauführer Josef Kirner aus Stuttgart, in seinen dienstfreien Stunden geleistet hat. Der Umstand, dass Herr Kirner nach kurz vorher abgeschlossenem Studium an der Stuttgarter Hochschule genau mit dem Werke und meiner Auffassung vertraut, vor allem auch die Bedürfnisse eines wesentlichen Theiles des Leserkreises freimüthig beurtheilen konnte, sowie seine Fähigkeit und Neigung Gedanken selbstständig weiter zu verfolgen, sind mir bei der Neubearbeitung des fünften Abschnittes sehr nützlich gewesen. Nach seinem Übertritt als Ingenieur in die Centralstelle für wissenschaftlich-technische Untersuchungen in Neu-Babelsberg im Mai dieses Jahres unterstützte mich sein Nachfolger, Regierungsbauführer Mühlberger bei dem mühsamen Korrekturlesen und ermöglichte dadurch eine ungewöhnliche Beschleunigung der Drucklegung des umfangreichen Werkes.

Wenn ich beim Niederschreiben dieser Zeilen auf das Ganze zurückblicke, so darf ich das vorliegende Werk als meine Lebensarbeit bezeichnen, die unter schwierigen Verhältnissen mit einem durch schwere Feldzugsverwundungen geschwächten Körper begonnen, mich bei jeder neuen Auflage neuen Schwierigkeiten gegenüberstellte und mich, nur zeitweise durch junge Hilfskräfte unterstützt, neben meinen laufenden Berufsgeschäften zur Bewältigung des rasch anschwellenden Stoffs immer wieder zu einer mehrjährigen, ununterbrochenen Anspannung meiner ganzen Leistungsfähigkeit, ja wiederholt Monate hindurch zu Nacharbeiten zwang, während nicht auffindbare Kugelreste im Unterleib meine letzte im Januar 1871 empfangene Verwundung nicht zur Heilung gelangen liessen.

Als ich das Werk begann, dessen erste Auflage 1883 erschien, war über Hebemaschinen noch wenig veröffentlicht. Nur die encyklopädischen Werke enthielten einige kurze Überblicke, und die Fachzeitschriften berichteten hin und wieder über einzelne Ausführungen, wenn sie für damalige Verhältnisse über das Alltägliche hinausgingen. In der Praxis betrachtete man den Bau von Hebemaschinen als eine Aufgabe, die jeder einigermaßen fähige Ingenieur ohne Sonderkenntnisse befriedigend zu lösen vermöge. Die Pflege des Gebietes an Technischen Hochschulen war neben den Motoren vollständig untergeordnet. Heute hat sich die Sachlage in der Praxis vollkommen umgestaltet. Der Krahnbauingenieur kann beruhigt den Vergleich mit dem Konstrukteur der grössten Motoren aushalten, denn ihm erwachsen vielleicht noch grössere Riesenaufgaben und er bedarf zu ihrer Lösung nach meiner Ansicht einer noch vielseitigeren Kenntniss der gesammten Hilfsmittel des ganzen Maschinenbaues.

An den Technischen Hochschulen hat der Unterricht ebenfalls Fortschritte gemacht, aber im grossen und ganzen bei der kärglich bemessenen Stundenzahl mit der Entwicklung des Hebemaschinenbaues in der Praxis keineswegs Schritt gehalten. Noch überwiegt hier vielfach die Anschauung, dass der Dampfmaschinenbau die Quintessenz der Konstruktions-

erziehung des Maschineningenieurs sei. Ohne die Frage entscheiden zu wollen, möchte ich sie doch wenigstens anregen, ob nicht, um Konstrukteure zu erziehen, über deren Mangel so vielfach geklagt wird, die gesteigerte Pflege des Unterrichts in den Hebemaschinen fruchtbringender ist, als das Gebiet der Dampfmaschinen. Innerhalb der Schul-Konstruktionsübungen für Dampfmaschinen pflegen die Diagramme mehr oder minder nothwendig eine grosse Rolle zu spielen. Diese Arbeiten fördern weder das freie konstruktive Denken, noch den häufig mangelhaften Formensinn, den unser Nachwuchs aus dem programmässigen Vorbildungsunterricht unserer höheren Schulen für allgemeine Bildung auf die Technische Hochschule mitbringt und auch nur mitbringen kann, wenn der Vorschulunterricht nicht andere, noch wichtigere Aufgaben vernachlässigen soll.

Auch die Hochschule kann aber bei dem ständig wachsenden Stoff nicht alle zu allem heranbilden und muss sich in den Zwang einer Arbeitstheilung fügen, wenn sie nicht wissenschaftlich und wirthschaftlich unproduktiv werden will.

Mir persönlich hat meine Berufung an die Technische Hochschule in Stuttgart im Jahre 1884 die Gelegenheit geboten, mich auch als Lehrer vorwiegend mit dem von mir bearbeiteten Sondergebiet zu beschäftigen, in das ich als junger Ingenieur im Jahre 1868 in der Fabrik von E. Becker sen. in Berlin eingetreten war, dem ich viel für meine spätere Entwicklung zu danken habe. Im Laufe der Jahre sind mir dann durch meine Arbeiten unter den Fachgenossen weitere Freunde in der Praxis erwachsen, und mancher leitende Ingenieur oder Firmeninhaber hat, wie ich das schon in früheren Auflagen betont habe, dazu beigetragen, in selbstloser Weise die vorliegende Arbeit gemeinnützig zu fördern. Auch ihnen wiederhole ich an dieser Stelle meinen aufrichtigen Dank.

Die ungeahnte Entwicklung des Hebemaschinenbaues spiegelt sich in den einzelnen Auflagen meiner Hebezeuge wieder, und wenn ich heute, am Jahrestage von Spichern, vergangener Zeiten und des politischen Aufschwunges unseres Vaterlandes gedenke, welcher die Vorbedingung des gesammten technisch-wirthschaftlichen war, der ihm in Deutschland nachgefolgt ist und der trotz aller zeitweisen Krisen doch immer wieder die Lebenskraft zu neuem Gedeihen in sich trägt, so erfüllt mich die freudige Empfindung, dass mich das Lebensschicksal nach den schweren Folgen der Kriegszeit wieder in den alten bürgerlichen Berufskreis zurückgeführt hat, dessen draussen in der Praxis stehende Kämpfer in den verflossenen Jahrzehnten mit den Friedenswaffen Bewundernswerthes geleistet haben und mit rüstiger Kraft weiterstreben.

Möge unserer gesammten deutschen Maschinenindustrie in dem harten Ringen um den vielumstrittenen Vorrang auf dem Weltmarkt nach ernster und rastloser Arbeit der Sieg beschieden sein und die akademische Jugend unserer Technischen Hochschulen schon in der Studienzeit von dem Gedanken geleitet und getragen werden, dass in der Friedensarbeit der Lorbeer nicht weniger erstrebenswerth ist als im Kriege.

Stuttgart, den 6. August 1903.

**Ad. Ernst.**

# Inhalts-Verzeichniss.

## Band I.

### Einleitung.

	Seite
Allgemeines über den Wirkungsgrad der Hebewerke . . . . .	1
Vorgänge in den Triebwerken bis zum Eintritt des Beharrungszustandes . . . . .	4

### Erster Abschnitt.

#### Rollenzüge.

<b>A. Einfache Rollenzüge . . . . .</b>	<b>9</b>
<b>1. Wirkung der festen und losen Rolle . . . . .</b>	<b>9</b>
<b>a. Feste Rolle . . . . .</b>	<b>10</b>
<b>b. Lose Rolle . . . . .</b>	<b>15</b>
Lose Lastrolle . . . . .	15
Lose Treibrolle . . . . .	16
<b>2. Seile und Ketten . . . . .</b>	<b>17</b>
<b>a. Seile . . . . .</b>	<b>17</b>
<b>b. Ketten . . . . .</b>	<b>23</b>
<b>3. Ausführung der Seil- und Kettenrollen . . . . .</b>	<b>29</b>
<b>a. Seilrollen . . . . .</b>	<b>29</b>
<b>b. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten . . . . .</b>	<b>31</b>
<b>c. Daumenrollen für geschweisste Gliederketten . . . . .</b>	<b>33</b>
<b>d. Daumenrollen für Gelenkketten . . . . .</b>	<b>37</b>
<b>4. Haken . . . . .</b>	<b>38</b>
<b>a. Einfache Haken . . . . .</b>	<b>38</b>
Rohe Näherungsrechnung für die erforderlichen Hakenquer-	
schnitte auf Grund der Annahme, dass sich der gekrümmte	
Haken wie ein senkrechter gerader Stab mit einseitiger	
Belastung verhält . . . . .	41
Genauere Ermittlung der Hakenanstrengung unter Berücksich-	
tigung der Festigkeitsgesetze für gekrümmte Stäbe . . . . .	44
<b>b. Doppelhaken . . . . .</b>	<b>45</b>
<b>c. Sicherheitshaken . . . . .</b>	<b>46</b>
<b>d. Lastbügel . . . . .</b>	<b>47</b>
<b>e. Magnetische Lastklaue als Krahnhaken . . . . .</b>	<b>48</b>
<b>f. Hakengeschirre . . . . .</b>	<b>49</b>
Haken mit Kugellager und Kegelrollen . . . . .	50
Hakengeschirr mit Tragfeder . . . . .	51
<b>5. Berechnung der Rollenzüge . . . . .</b>	<b>53</b>
<b>a. Rollenzüge mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen als Last-</b>	
<b>rollenzüge. — Gewöhnlicher Faktorenrollenzug. — Zwillings-</b>	
<b>rollenzüge . . . . .</b>	<b>54</b>

	Seite
b. Rollenzüge mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen als Treibrollenzüge. — Umgekehrter Faktorenrollenzug . . . . .	61
c. Rollenzüge mit getrennter Hubbahn der losen Rollen. — Potenzrollenzug . . . . .	64
d. Gruppenrollenzüge . . . . .	66
<b>6. Ausführung der Rollenzüge . . . . .</b>	<b>68</b>
a. Tragbare Rollenzüge . . . . .	68
b. Krahnrollenzüge . . . . .	70
c. Rollenzüge für Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb . . . . .	74
Rollenzug für hydraulische Winden von R. Dinglinger in Cöthen . . . . .	74
<b>7. Allgemeine Betrachtungen über die Benutzbarkeit der Rollenzüge . . . . .</b>	<b>74</b>
<b>B. Rollenzüge mit Sperr- und Bremsvorrichtungen . . . . .</b>	<b>75</b>
a. Seilklemme von Hewitt & Goff . . . . .	76
b. Klemmgesperre für Seilflaschenzüge von Cremer . . . . .	76
c. Differentialflaschenzüge . . . . .	78
a. Differential-Kettenflaschenzug von Weston . . . . .	78
β. Differential-Seilflaschenzüge von Zimmermann und von Batt . . . . .	83

---

Zweiter Abschnitt.

**Hebel und Hebeladen.**

<b>A. Allgemeines über Hebel und Hebeladen . . . . .</b>	<b>84</b>
<b>B. Anwendungen des Hebels und der Hebeladen . . . . .</b>	<b>84</b>
a. Hebelade für Schützensaufzüge . . . . .	84
b. Hebelade für Wagenachsen . . . . .	86
c. Hebelade für Montirungen von Eisenkonstruktionen . . . . .	86
d. Hubhebel für Krahne mit Treibkolben und Giesswagen . . . . .	87
Lasthebel für einen hydraulischen Krahn von Gaudet & Co. . . . .	89

---

Dritter Abschnitt.

**Schraubenwinden.**

<b>Allgemeines über Schraubenwinden . . . . .</b>	<b>91</b>
Übersetzung und Güteverhältniss der einfachen Schraube . . . . .	92
Übersetzung und Güteverhältniss der Differentialschrauben . . . . .	94
a. Differentialschraubenwinde mit doppelten Spindeln . . . . .	94
β. Differentialschraubenwinde mit Doppeldrehung für Spindel und Mutter . . . . .	96
<b>Berechnung der Windenschrauben . . . . .</b>	<b>96</b>
<b>Ausgeführte Konstruktionen . . . . .</b>	<b>99</b>
Dreifuss- und Flaschenwinden . . . . .	99
Schraubenschlittenwinde . . . . .	100
Zugwinde von A. Schimmel in Leipzig . . . . .	101
Schraubenzugwinde mit Schneckenradvorgelege . . . . .	102
Schützenwinde mit Zugschraubenspindel . . . . .	102
Hölzerne Windenböcke zum Heben von Lokomotiven und Kesseln . . . . .	102
Fahrbarer eiserner Lokomotivhebebock von Huck & Co. . . . .	104
Lokomotivhebebock mit elektrischem und Handbetrieb von A. Schlesinger, Werdohler Stanz- und Dampfhammerwerk . . . . .	106

---

## Vierter Abschnitt.

**Räderwinden.**

	Seite
<b>A. Allgemeines über Räderwinden</b> . . . . .	108
<b>B. Elemente der Räderwinden</b> . . . . .	109
<b>1. Kurbel, Haspelrad und deren Wellen</b> . . . . .	109
<b>a. Kurbeln</b> . . . . .	109
Triumphkurbel von Mohr . . . . .	114
<b>b. Kurbelwellen</b> . . . . .	115
<b>c. Haspelräder</b> . . . . .	119
<b>d. Haspelradwellen</b> . . . . .	122
<b>e. Kettenführungshülsen und Schutzbügel</b> . . . . .	122
<b>2. Windentrommel, Seilreibungsscheibe und Kettendaumenrad</b> . . . . .	123
<b>a. Gurttrommeln und Gurte</b> . . . . .	123
<b>b. Seiltrommeln</b> . . . . .	125
Hanfseiltrommeln . . . . .	125
Drahtseiltrommeln . . . . .	126
Seilleitung für Windentrommeln von Otis . . . . .	126
Seilführung für mehrfache Wicklungslagen von Windhoff & Co. . . . .	129
Reibungs- oder Spillwindentrommeln . . . . .	129
<b>c. Seilreibungsrollen</b> . . . . .	131
<b>d. Kettentrommeln</b> . . . . .	133
<b>e. Kettendaumenräder</b> . . . . .	136
<b>f. Wirkungsgrad der Windentrommeln</b> . . . . .	137
a. Wirkungsgrad der Seil- und Kettentrommeln . . . . .	137
β. Wirkungsgrad der Seilreibungsttrommeln . . . . .	139
γ. Wirkungsgrad der Seilreibungsrollen . . . . .	141
<b>g. Differential-Windentrommeln. — Anordnung und Wirkungsgrad</b> . . . . .	141
a. Chinesische Winde . . . . .	141
β. Kegelförmige Differentialtrommel des Grusonwerkes . . . . .	143
γ. Differentialwindenwerk mit Zahnrädervorgelege und Gall- scher Kette . . . . .	145
<b>3. Zahn- und Reibrädervorgelege</b> . . . . .	147
<b>a. Allgemeine Anordnung der Vorgelege</b> . . . . .	147
Gabelung der Vorgelege . . . . .	148
<b>b. Ausrückbares Doppelvorgelege</b> . . . . .	150
<b>c. Doppelvorgelege mit Wechselrädern</b> . . . . .	152
<b>d. Dreifache Zahnrädervorgelege mit Übersetzungswechsel</b> . . . . .	153
Winde von Tangye Brothers und Bauwinde von Piechatzek & Lüders . . . . .	153
<b>e. Wechselrädertriebwerke mit Umsteuerkupplung</b> . . . . .	156
<b>f. Geschwindigkeitsabstufungen mit Wechselrädernpaaren und loser</b> <b>Lastrolle von E. Becker</b> . . . . .	157
<b>g. Wendegetriebe</b> . . . . .	157
a. Wendegetriebe mit offenem und gekreuztem Riemen . . . . .	158
β. Wendegetriebe mit Reibrädern . . . . .	158
γ. Wendegetriebe mit Zahnrädern . . . . .	158
Bürstenwendegetriebe von G. Luther . . . . .	159
Zahnräderwendegetriebe mit Reibungskupplung von E. Becker, Stucken- holz und von Bechem & Keetman . . . . .	159
Wendegetriebekupplung von E. Meyer-Duisburg . . . . .	163
<b>h. Berechnung der Vorgelege- und Trommelwellen</b> . . . . .	166
<b>i. Bestimmung der Zahnrädertheilungen und Wahl der Zahnprofile</b> . . . . .	168
<b>k. Bestimmung des Güteverhältnisses der Zahnrädervorgelege</b> . . . . .	175
<b>l. Grisson-Getriebe</b> . . . . .	178
<b>m. Evolventenschnecke und Schneckenrad</b> . . . . .	184
<b>n. Gütegrad der Schneckentriebwerke</b> . . . . .	193
<b>o. Zahnbreite, Theilung, Schnecken- und Schneckenraddurchmesser</b> . . . . .	197
Berechnung von Schneckengetrieben . . . . .	200

	Seite
p. Stützzapfen und Kugellager für Wurmgetriebe . . . . .	202
q. Gabelung der Windtriebwerke durch Zwillingschnecken mit Druckausgleich . . . . .	205
r. Globoidschnecken . . . . .	209
Allgemeines über die Verwendbarkeit der Schneckentriebwerke . . . . .	210
s. Reibräder . . . . .	212
a. Cylindrische Reibräder für parallele Achsen . . . . .	212
β. Kegelförmige Reibräder für sich schneidende Achsen . . . . .	214
Stufenkegelräder von Zobel . . . . .	217
t. Wirkungsgrad der Reibrädervorgelege . . . . .	218
Allgemeine Bemerkungen über Reibräder . . . . .	218
4. Elastische und bewegliche Kupplungen für Elektromotoren . . . . .	221
Klauenkupplung mit Gummieinlagen von Stigler . . . . .	222
Lederlamellenkupplung von der Maschinenfabrik Esslingen . . . . .	223
Bandkupplung von Zodel-Voith . . . . .	224
Stahlblattkupplung der Allgemeinen Electricitätsgesellschaft in Berlin . . . . .	224
5. Klinkensperwerke . . . . .	225
a. Zahngesperre . . . . .	225
β. Klemmgesperre . . . . .	228
6. Bremsen . . . . .	230
Allgemeines über Bremsen . . . . .	230
a. Einfache Bremsen . . . . .	231
a. Backenbremsen . . . . .	231
Entlastete Doppelbackenbremse der Maschinenfabrik Oerlikon . . . . .	234
Doppelbackenbremse mit Lüftelektromagnet von Anderson . . . . .	236
β. Kegelbremsen . . . . .	236
γ. Lamellenbremsen . . . . .	237
δ. Bandbremsen . . . . .	238
Gewöhnliche Bandbremse . . . . .	238
Differentialbremse von Napier . . . . .	241
Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung der Bremsscheibe . . . . .	243
Gliederbremsen . . . . .	244
e. Steuerscheibe für mechanische Aufzugbremsen von der Berlin- Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. . . . .	244
ζ. Regulirbarkeit der Bremswirkung . . . . .	246
Handhilfesteuerung der Benrather Maschinenfabrik für magnetische Lüftbremsen zum Regeln der Bremswirkung . . . . .	247
b. Sperrradbremsen . . . . .	248
Sperrradbremse von E. Becker . . . . .	250
Klinkenbremse von Henkel . . . . .	251
Geräuschlose Sperrbremsen . . . . .	251
Sicherheitssperrbremse der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesell- schaft, vorm. Bechem & Keetman . . . . .	251
Geräuschlose Klinkenbremse von Gebr. Weismüller . . . . .	252
Kegelsperrbremse von Gebr. Weismüller . . . . .	252
Geräuschlose Sperrbremse mit Klemmklinke von Dinglinger . . . . .	253
c. Sicherheitskurbeln . . . . .	253
Bremskupplung für Sicherheitskurbeln von Kölle . . . . .	254
Bremskupplung für Sicherheitskurbeln von der Maschinenfabrik Rhein & Lahn von Gauhe, Gockel & Co. . . . .	254
Sicherung der Kurbelwelle gegen Rücklauf beim Senken mit Bremse für Winden mit auswechselbarer Vorgelegezahl von L. Stuckenholz . . . . .	255
Sicherheitshaspel von Weston . . . . .	257
Sicherheitskurbel von J. Weidtmann . . . . .	257
Sicherheitskurbel von Stauffer & Mégy . . . . .	258
Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller . . . . .	259

	Seite
Sicherheitskurbel von E. Becker . . . . .	260
Sicherheitskurbel von Bechem & Keetman . . . . .	261
Sicherheitskurbel von Gebr. Dickertmann . . . . .	262
<b>d. Selbstthätige Bremsen</b> . . . . .	<b>263</b>
<b>a. Schleuderbremsen</b> . . . . .	<b>263</b>
Schleuderbremse von Otis . . . . .	264
Schleuderbremse von Stauffer . . . . .	265
Schleuderbremse von E. Becker . . . . .	266
Schleuderbremse von Mohr . . . . .	271
<b>β. Flügelwerkbremsen</b> . . . . .	<b>273</b>
<b>γ. Senksperrbremsen</b> . . . . .	<b>273</b>
1. Senksperrbremsen ohne Lüftspiel — Lastdruckbremsen . . . . .	273
Drucklagerbremse von E. Becker . . . . .	273
Drucklagerbremsen von Piechatzek & Lüders. Bolzani und Kieffer für Wurmgetriebe, sowie von Dörfurt und Kohn für Flaschen- züge mit Stirnräderwerk . . . . .	275
Drucklagerbremse der Benrather Maschinenfabrik für Schneckenrad- winden mit Motorbetrieb . . . . .	276
Senksperrbremse für Räderwinden von E. A. Wahlström . . . . .	279
2. Senksperrbremsen mit Lüftspiel . . . . .	282
Klemmbremse von Weston . . . . .	282
Ward's Abänderung der Weston'schen Klemmbremse . . . . .	284
Weston's doppelseitige Triebwerk-Brems-Kupplung für Winden von L. Hopmann in Köln-Ehrenfeld . . . . .	285
Selbstthätige Senksperrbremse mit geräuschlosem Klinkenlauf . . . . .	286
Senksperrbremse der vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg . . . . .	287
Selbstthätige Sperrbremse von Gebr. Weismüller und Kruse . . . . .	289
Selbstthätige Sicherheits-Sperrbremse von Mohr . . . . .	290
Elastische Bremskupplung von Gebr. Bolzani . . . . .	292
Kritik der selbstthätigen Senksperrbremsen mit Weston'schem Klemmgesperre . . . . .	294
Senksperrbremse der Shaw-Electric Crane Co. . . . .	297
<b>e. Schlussbetrachtungen über Bremsen</b> . . . . .	<b>300</b>
<b>C. Ausgeführte Winden mit Räder- oder Schneckentriebwerk</b> . . . . .	<b>303</b>
<b>1. Winden mit wagerechter Trommel</b> . . . . .	<b>304</b>
<b>a. Bock- und Konsolwinden — Dreibein</b> . . . . .	<b>304</b>
<b>a. Winden mit Handbetrieb</b> . . . . .	<b>305</b>
Hamburger Haspelwinden . . . . .	305
Bockwinde für 20 Ctr. Last von E. Becker . . . . .	307
Berechnung des Zahnräderwerkes . . . . .	307
Ermittlung der Lastgeschwindigkeit . . . . .	308
Berechnung des Bremswerkes . . . . .	309
Berechnung des Sperrrades . . . . .	310
Berechnung der Kurbeln und Wellen . . . . .	310
Mittlere Vorgelegewelle . . . . .	310
Zapfenberechnung . . . . .	312
Trommelwelle . . . . .	313
Wandwinde der Mannheimer Maschinenfabrik . . . . .	315
Seilwinde der Kölnischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft mit Rei- bungstrommeln . . . . .	316
Bauwinde mit Kettennuss von der Duisburger Maschinenbau-Aktien- gesellschaft vorm. Bechem & Keetman . . . . .	317
Konsolwinden von E. Becker . . . . .	318
Haspelwinde von Lang und Pape & Henneberg . . . . .	320
Stauffer-Mégy'sche Winde von Briegleb, Hansen & Co. . . . .	322
<b>β. Winden mit Elementarkraftbetrieb</b> . . . . .	<b>322</b>
Allgemeines über Winden mit Antrieb durch Elementarkraft . . . . .	322

	Seite
Konsolwinde mit Riemenbetrieb für 8 Ctr. von E. Becker . . . . .	324
Konsolwinde mit Riemenbetrieb für 15 Ctr. von E. Becker . . . . .	325
Sicherheitswinde mit Riemenbetrieb von Briegleb, Hansen & Co. . . . .	326
Bockwinde mit Riemenbetrieb und zwangsläufigem Lastsenken für 1000 kg von E. Becker . . . . .	327
Dampfwinde von Emmerson, Walker & Co. . . . .	330
Dampfwinden-Umsteuerung von Appleby Brothers . . . . .	332
Elektrische Bootswinden für grosse Seedampfer. Von der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	333
Elektrisch betriebene Streckenförderwinde mit Seilreibungstrommeln von E. Becker . . . . .	336
Winde mit elektrischem Antrieb und Reibrädern von Asmussen . . . . .	338
Elektrisch betriebene Rangirwinde von der Rheiner Maschinenfabrik, Windhoff & Co. . . . .	341
<b>b. Kippwinden</b> . . . . .	343
Kohlenkippe in Birkenhead . . . . .	343
<b>c. Fahrbare Winden. — Laufkatzen</b> . . . . .	347
Allgemeines. — Fahrwiderstand. Verhältnissmässiger Raddruck . . . . .	347
Laufkatzen mit eingehängtem Flaschenzug oder eingebauter Schnecken- winde . . . . .	352
Laufkatzenwinde mit selbsthemmendem Differentialräderwerk . . . . .	353
Motorlaufwinde mit elektrischem Betrieb von der Benrather Maschinen- fabrik . . . . .	353
Speicherlukenlaufkatze von E. Becker . . . . .	357
Fahrbare Bockwinde der Mannheimer Maschinenfabrik . . . . .	358
Fahrbare Dampfwinde von Möller & Blum in Berlin . . . . .	359
<b>d. Aufzüge</b> . . . . .	359
a. Allgemeines über Aufzüge . . . . .	359
β. Förderschalen, Fahrstühle und Förderkörbe . . . . .	362
γ. Gegengewichte . . . . .	366
δ. Fangvorrichtungen und Fallbremsen für Fahrstühle . . . . .	369
Fangvorrichtungen . . . . .	370
Fangvorrichtungen für einseitige Fahrstühle . . . . .	370
Fangvorrichtung mit Schubklinke und Zahnstange . . . . .	371
Fangvorrichtung mit Klemmrollen von G. Luther und Vonhof . . . . .	372
Fangkeile von Stigler mit Wälzungsrollen . . . . .	373
Fangvorrichtung mit Klemmkeilen von R. Dinglinger . . . . .	373
Fangvorrichtung mit verzahnten Excentern und verstärkter Feder- wirkung von Martin in Bitterfeld . . . . .	374
Fangvorrichtung von Schmidt, Kranz & Co. . . . .	375
Einrückung von Fangwerken durch Luftwiderstand . . . . .	377
Fangvorrichtung mit Pendelstützen von Stigler . . . . .	377
Fangvorrichtungen für mehrseitige Fahrstühle . . . . .	380
Fangvorrichtung von Unruh & Liebig . . . . .	381
Fangvorrichtung von Unruh & Liebig . . . . .	382
Fangvorrichtung von Gebr. Weismüller . . . . .	384
Fangvorrichtung von C. Flohr . . . . .	384
Fangvorrichtung von Mohr & Federhaff in Mannheim . . . . .	386
Fangregulator von Otis . . . . .	388
Fallbremsen . . . . .	389
Fallbremse von E. Becker . . . . .	389
Luftkammerpuffer der Ellithorpe Air-Brake Co. . . . .	389
ε. Fahrstuhlstützen . . . . .	390
Fahrstuhlstützen von R. Dinglinger in Cöthen . . . . .	390
ζ. Schutzvorkehrungen gegen Hängeseil . . . . .	391
η. Steuergestänge und Fahrschachtverschlüsse . . . . .	392
Steuergestänge . . . . .	392
Steuerhebel und Steuerkurbeln in der Fahrzelle . . . . .	393
Kurbelsteuerung in der Fahrzelle von Otis . . . . .	394
Kurbelsteuerung mit festem Gestänge für Aufzüge von A. Stigler . . . . .	395

	Seite
Selbstthätige Hubbegrenzungen . . . . .	396
Selbstabsteller für die äussersten Fahrgrenzen . . . . .	398
Selbstthätiger Ausrücker für Aufzüge von Gebr. Weismüller . . . . .	398
Selbstthätiger Ausrücker für Aufzüge von G. Luther . . . . .	399
Selbstabsteller für beliebige Stockwerke . . . . .	400
Stockwerkeinstellung von Gebr. Weismüller . . . . .	400
Fahrstuhlstopppvorrichtung für beliebige Stockwerke von Heurtebise . . . . .	402
Fahrstuhlstopppvorrichtung für beliebige Stockwerke von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft . . . . .	403
Stoppvorrichtung für Aufzüge von C. Hoppe . . . . .	405
Verschluss der Fahrschachtzugänge und Sperrung des Aufzugbetriebes während der Ladezeiten . . . . .	408
Sicherheitschloss für Handaufzüge von Th. Lissmann (Gebr. Flohr) . . . . .	409
Sicherheitschloss für Aufzüge mit Elementarkraftbetrieb von Th. Lissmann (Gebr. Flohr) . . . . .	411
Sicherheitsverschlüsse von Unruh & Liebig für Personenaufzüge . . . . .	413
Schachtverschluss mit zweitheiligen, senkrecht beweglichen Schiebetüren von Hahn, in Firma Haushahn-Stuttgart . . . . .	415
Magnetische Steuerverriegelung mit elektrischem Hilfstrom von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. . . . .	418
Stockwerkeinstellung in Verbindung mit Schachtverschlüssen . . . . .	419
Flohr'sche Schachtverriegelung in Verbindung mit einem Klemmschloss zum selbstthätigen Anhalten von Fahrstühlen in beliebigen Stockwerken . . . . .	419
Sicherheitsthürverschluss für Aufzüge mit Stockwerkeinstellung von L. Heckelmann in München . . . . .	421
∅. Die Gefahr der Selbstumsteuerung . . . . .	425
ι. Zeigerwerke . . . . .	426
κ. Ausgeführte Aufzuanlagen . . . . .	427
Aufzüge mit Handbetrieb . . . . .	427
Speise- und Aktenaufzüge . . . . .	427
Warenaufzug mit Sicherheitshassel von L. Hopmann . . . . .	429
Aufzüge mit Riemenbetrieb . . . . .	429
Allgemeines . . . . .	429
Malzaufzug von Gebr. Weismüller . . . . .	430
Fahrstuhlwinde mit Keilrädervorgelege von Gebr. Weismüller . . . . .	431
Aufzug für 1500 kg Last mit Keilrädervorgelege von R. Dinglinger . . . . .	433
Aufzug mit doppelten Sicherheitsbremsen von E. Becker . . . . .	435
Aufzug mit Seilreibrollen von der gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik in Ilsenburg . . . . .	437
Personenaufzug mit Seilreibungstrommeln von Anderson . . . . .	439
Schneckenwinde für Aufzüge mit getrennter Riemensteuerung von G. Luther . . . . .	440
Berechnung des Schneckentriebwerks der Winde . . . . .	442
Getrennte Riemensteuerung für Schneckenwinden v. Th. Lissmann (C. Flohr) . . . . .	446
Getrennte Riemensteuerung für Schneckenwinden von Unruh & Liebig . . . . .	446
Wendegetriebesteuerung für Riemenscheibenkupplungen von Unruh & Liebig . . . . .	447
Schneckenwinde für 750 kg Last von A. Gutmann in Ottensen . . . . .	448
Aufzugwinde mit Schnecke und Riemenbetrieb von Unruh & Liebig . . . . .	448
Gichtaufzug von A. E. Brown in Cleveland . . . . .	450
Doppelaufzüge . . . . .	452
Aufzug mit Wasserkasten von J. Farmer in Manchester . . . . .	453
Aufzüge mit elektrischem Betrieb . . . . .	455
Allgemeines . . . . .	455
Wirtschaftsaufzug mit elektrischem Betrieb von Ad. Zaiser . . . . .	459
Bücheraufzug in der Chicagoer öffentlichen Bibliothek mit Hauptstrommotor . . . . .	461

	Seite
Elektrisch betriebene Aufzugwinde von Unruh & Liebig . . . . .	461
Mechanische Steuerung elektrisch betriebener Aufzugwinden. Bauart der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. . . . .	464
Anlage der elektrischen Aufzüge im Berliner Rathhause von C. Flohr in Berlin . . . . .	465
Elektrischer Personenaufzug im Friedrichsbau zu Stuttgart mit veränderlicher Fahrgeschwindigkeit bis 1,27 m/sec. und elektrischer Schachtverriegelung von A. Stigler in Mailand . . . . .	466
Elektrischer Personenaufzug mit mechanischer Stockwerkeinstellung von A. Stigler . . . . .	475
Elektrische Aufzüge mit Rollenzügen für grosse Fahrgeschwindigkeiten . . . . .	478
Gepäckaufzug für den Centralbahnhof in Dresden mit elektrischem Betrieb von Unruh & Liebig in Leipzig . . . . .	480
Aufzüge mit geneigter Bahn . . . . .	483
Schiffsaufzug der Königl. Werft in Friedrichshafen von Julius Wolff & Co. in Heilbronn . . . . .	484
Paternosteraufzüge für Personen . . . . .	485
Paternosteraufzug im Rathhaus zu Stuttgart von Wimmel & Landgraf in Hamburg . . . . .	489
Vorschriften über Anlage und Betrieb von Aufzügen . . . . .	493
<b>e. Elevatoren</b> . . . . .	493
<b>a. Elevatoren mit Bechergurten für Mehl und Körner</b> von C. G. W. Kapler in Berlin. H. A. Schmidt in Wurzen und anderen . . . . .	493
Schiffelevatoren für Getreide . . . . .	500
Feststehender Schiffelevator für das Lagerhaus in Frankfurt a/M. von Gebr. Weismüller . . . . .	500
Fahrbarer Schiffelevator mit Sacktransporteur für den Rheinhafen von Gebr. Weismüller . . . . .	502
Fahrbarer Schiffelevator für die Lübeck-Büchener Eisenbahn in Lübeck von Gebr. Weismüller . . . . .	502
<b>β. Elevatoren mit Gliederketten für schweres Fördergut</b> . . . . .	503
Baggerelevatoren . . . . .	503
Kippbecherwerk von M. Neuerburg . . . . .	503
Fasselevator von Stotz in Stuttgart und von Erhard und Schau . . . . .	504
Fassaufzug mit elektrischem Antrieb in der Aktienbrauerei Wulle, Stuttgart, von C. Haushahn in Stuttgart-Feuerbach . . . . .	505
Paternosterwerke für Baumaterialien von Gauhe, Gockel & Co. und von Friedmann. Thonelevator von Schlickeysen. — Munitionsaufzüge	507
Kohlen-Elevatoren von Hunt in New-York, Bradley und von Dodge in Philadelphia . . . . .	507
<b>f. Krähne</b> . . . . .	512
<b>a. Allgemeines über Eintheilung und Betriebsweise der Krähne</b> . . . . .	512
<b>β. Berechnung der Grundplatten freistehender Drehkrähne mit Zubehör</b> . . . . .	516
Bestimmung der Kippstützkräfte für Platten mit verschiedener Ankerzahl . . . . .	520
Grundplatte mit 4 Ankern . . . . .	521
Grundplatte mit 6 Ankern . . . . .	522
Grundplatte mit 8 Ankern . . . . .	523
Schlussergebnisse für $n$ Anker . . . . .	524
Anstrengung der Anker und Pressung des Mauerwerks . . . . .	526
<b>γ. Grundgleichungen zum Entwerfen von Krähnbalken, Auslegern und Krähnsäulen mit genietetem I- oder kastenförmigem Querschnitt</b> . . . . .	528
Genietete Balken, auf Biegung und Schub beansprucht . . . . .	528
Genietete Balken, auf Biegung, Schub und Druck beansprucht . . . . .	537
Gekrümmte Krähnbalken . . . . .	540

	Seite
Nietdurchmesser und zulässige Belastung der Nietungen . . . . .	545
Nietverbindung zwischen Steg und Gurtung . . . . .	546
Stoßfugenüberlaschung . . . . .	548
Stoßfugenüberlaschung für Stegbleche . . . . .	548
Überlaschung von Lamellenstoßfugen in der Gurtung . . . . .	550
Überlaschung von Stoßfugen zwischen den Gurtungseckeisen . . . . .	551
Ecklaschen für die Knotenpunkte gitterförmiger Träger . . . . .	552
Verstärkungen und Versteifungen . . . . .	552
δ. Schutzvorkehrungen für Krähne . . . . .	553
Sicherheitsperre für Krähne von Hohenegger . . . . .	553
Starkstromausschalter und elektrische Warnsignale . . . . .	554
Schutzfederwerke . . . . .	554
Gewichtsanzeiger für die Last. — Krahnwagen . . . . .	555
Selbstthätige Begrenzung des Hakenhubs und der Schwenkung . . . . .	555
Vorkehrungen für die Standsicherheit fahrbarer Krähne . . . . .	555
ε. Freistehende Drehkrähne mit unbeweglicher Säule . . . . .	555
Uferkrahn für 3000 kg von E. Becker . . . . .	555
Beschreibung der Konstruktion . . . . .	555
Statische Berechnung der Krähngerüste. (Bestimmung der Kräfte in den Zugstangen und im Ausleger) . . . . .	557
Krahnsäule und Schwenklager . . . . .	560
Untersuchung des Einflusses der Säulenform und Biegungsanstrengung auf die Säulendurchbiegung . . . . .	562
Stützzapfen . . . . .	564
Rollenhalslager . . . . .	566
Fundamentplatte, Anker und Grundmauerwerk . . . . .	568
Berechnung der Krahnwinde . . . . .	570
Triebwerk für das Krahnenschwenken . . . . .	571
Graphische Ermittlung der Krähngerüstkräfte . . . . .	572
Kohlenkrahn für 1000 kg Last mit Sicherheitskurbel von E. Becker . . . . .	574
Krahn für 4000 kg mit gekrümmtem Blechsausleger . . . . .	575
Freistehender Eisenbahn-Drehkrahn ohne Fundamentanker von Mohr & Federhaff . . . . .	575
Freistehender Drehkrahn mit Hub- und Schwenkmotor. Konstruktion der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vormals Bechem & Keetman . . . . .	577
Schiffsdrehkrahn mit elektrischem Betrieb von Fr. Krupp, Gruson- werk Magdeburg und der Union, Electricitäts-Gesellschaft in Berlin für den Norddeutschen Lloyd . . . . .	578
ζ. Freistehende Auslegerkrähne mit drehbarer Säule . . . . .	581
Schachtkrahn für 2000 kg von Hildt & Mezger . . . . .	581
Fairbairn-Krahn für 9000 kg Tragkraft . . . . .	583
Berechnung der Walzen- und Kugelschwenklager für Krähne mit drehbarer Säule . . . . .	584
Berechnung des Fairbairn-Krahngerüsts . . . . .	586
Gitterförmiger Ausleger für den Fairbairn-Krahn . . . . .	589
Krahnkugellager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin . . . . .	591
η. Freistehende Drehscheibenkrähne . . . . .	593
Krahdrehscheibe von Hoppe . . . . .	593
Königzapfen mit doppelkugeligem Schwenkstützlager für Krahdreh- scheiben. Von der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	596
Berechnung eines gitterförmigen Auslegers für Drehscheibenkrähne . . . . .	598
θ. Speicher- und Werkstättenkrähne mit drehbarer Säule . . . . .	605
Magazinkrahn mit getrennt aufgestellter Winde von Gebr. Weismüller. (Stabile und labile Krahnstellung) . . . . .	605
Lagerkonstruktionen für Speicherkrahne von R. Dinglinger . . . . .	610
Wanddrehkrahn mit Kettenusswinde für Warenschuppen von Gebr. Weismüller . . . . .	610
Magazinkrahn im Innern von Speichern mit Schwenkwerk . . . . .	610
Richtbaumwinde von Möller & Blum . . . . .	611
Schwenkkrahn für Baumaterialien-Aufzüge von Gebr. Weismüller . . . . .	611

	Seite
1. Drehkrahne mit Laufkatze . . . . .	612
Giessereikrahne für 2000 kg mit Handbetrieb . . . . .	612
Statische Berechnung des Krahngerüstes . . . . .	614
Fahrwiderstände der Laufkatzen mit Zugketten und eingehängtem Flaschenzug . . . . .	618
Fahrtriebwerk für Laufkatzen mit ruhenden Flaschenzugrollen von L. Stuckenholz . . . . .	622
Laufkatzendrehkrahne mit Riemenantrieb der Lastwinde für Blohm & Voss von E. Becker . . . . .	623
Giesserei-Drehkrahne mit elektrischem Betrieb von L. Stuckenholz für G. Kuhn in Stuttgart-Berg . . . . .	627
Schwebendes Kopflager für Giesserei-Drehkrahne . . . . .	629
Freistehende Säulendrehkrahne mit elektrisch betriebener Hubwinde für 3000 kg, von E. Becker . . . . .	629
Freistehender Säulendrehkrahne für 6 t mit 3 Drehstrommotoren (Ingot- krahne) von Bechem & Keetman . . . . .	631
2. Thurm- und Pyramiden-Werftdrehkrahne . . . . .	634
Benrather Thurmwerftkrahne . . . . .	634
Pyramidenwerftkrahne von Bechem & Keetman für die Germania-Werft von Fried. Krupp in Kiel . . . . .	637
Viermotoren-Laufkatze mit Hilfswinde zum 150 t Pyramidenkrahne Vorzüge der Wahl einseitiger Laufkatzenbahn mit festem Gegen- gewicht für Werftdrehkrahne gegenüber getrennten Katzen mit entgegengesetzten Bahnen . . . . .	640
3. Fahrbare Drehkrahne . . . . .	643
Schwenkkrahne für Baugerüste von Fries & Söhne . . . . .	647
Fahrbarer Drehkrahne mit umstellbaren Laufrädern von Gauhe, Gockel & Co. . . . .	649
Fahrbare Drehkrahne für Verkehrseisenbahnen . . . . .	652
Fahrbarer Lokomotiv-Kohlenkrahne von van der Zypen & Charlier in Deutz . . . . .	653
Fahrbarer Drehkrahne für 2 t mit 3 Elektromotoren von Örlikon . . . . .	653
Lokomotivkrahne für 5 t mit 3 Hauptstrommotoren von Fried. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg . . . . .	656
Fahrbarer Drehkrahne mit elektrischem Betrieb für 2 t von Fried. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg . . . . .	658
Fahrbare Drehkrahne mit selbstthätig einstellbarem Gegengewicht . . . . .	660
Selbstthätige Gegengewichtseinstellung von Jambille . . . . .	660
Berechnung der Gleichgewichtsbahn . . . . .	661
Fahrbarer Drehkrahne mit selbstthätiger Gegengewichtseinstellung von Gauhe, Gockel & Co. . . . .	663
Selbstthätige Gegengewichtseinstellung von Emile Evers . . . . .	668
Fahrbarer Dampfdrehkrahne mit veränderlicher Ausladung zum Kohlen- verladen, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetman . . . . .	669
Drehschaufelbagger für Kohlenumladekrahne und Exkavatoren von J. Jaeger in Duisburg . . . . .	676
Selbstgreifer von Mohr & Federhaff . . . . .	680
Fahrbarer Dampfdrehkrahne mit Selbstgreifer von J. Jaeger in Duisburg . . . . .	681
Fahrbarer Drehscheibenkrahne mit 150 t Tragfähigkeit für Werften von der Duisburger Maschinenbau A.-G. vorm. Bechem & Keetman . . . . .	685
Fahrbarer Dampfkrahne für Brücken- und Quaubauten mit 50 t Trag- kraft von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg . . . . .	685
Schwebende Drehkrahne . . . . .	688
4. Portalkrahne . . . . .	688
Elektrisch betriebener Portalkrahne für 2500 kg, ausgeführt von Mohr & Federhaff, und Schuckert & Co. für den Versmannquai in Hamburg . . . . .	688
Portalkrahne mit elektrischem Betrieb für 2500 kg, ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik und der Union-Elektricitäts-Ge- sellschaft in Berlin für den Amerika-Quai in Hamburg . . . . .	697
Freistehender Portalkrahne von der Benrather Maschinenfabrik für 2 t . . . . .	702

	Seite
z. Velocipedkrahne . . . . .	706
Velocipedkrahn (Zweirädiger Schwenklaufrahn) von Ramsbottom . .	706
Velocipedkrahn für 3000 kg und 6 m Ausladung mit einem Dreh- strommotor, ausgeführt von E. Becker in Berlin-Reinickendorf .	709
Velocipedkrahn mit 2 Motoren für 1800 kg, von E. Becker . . . . .	711
Velocipedkrahn für 2500 kg und 9 m Ausladung mit zwei Elektro- motoren, ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	713
Velocipedkrahn mit elektrischem Betrieb für 3000 kg, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vorm. Bechem & Keetman . . . . .	714
ξ. Wippkrahne — Mastenkrahne. Scherenkrahne . . . . .	719
Alter Mastenkrahn für Woolwich . . . . .	719
Mastenkrahn für die Elbbrücke bei Magdeburg . . . . .	721
Senkwippe für Kohlenwagen . . . . .	722
Wippkrahne mit Hinterbein — Scherenkrahne . . . . .	724
Scherenkrahne mit wagerechter Gleitbahn für das Hinterbein . . .	725
Scherenkrahne mit veränderlicher Hinterbeinlänge . . . . .	726
Neuere Scherenkrahne der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vormals Bechem & Keetman . . . . .	728
Scherenkrahn mit Fachwerkrippausleger von Bechem & Keetman . . . . .	729
Portaldrehkrahne mit Wippausleger für 50 t für die Werft von Blohm & Voss von Bechem & Keetman . . . . .	730
o. Schwimmkrahne . . . . .	732
Schwimmender Scherenkrahn mit Fachwerkausleger von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman . . . . .	734
Schwimmender 30 t-Drehscheibenkrahn mit Wippausleger von der Duis- burger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman . . . . .	734
π. Dreibein-Bockkrahne mit drehbarem Wippausleger—Derricks . . . . .	738
Berechnung des Kuppeltriebwerks zwischen Last- und Ausleger- winde zum wagerechten Versetzen der Last in radialer Richtung durch Verändern der Auslegerneigung . . . . .	740
150 t Derrick für die Werft von Blohm & Voss von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman . . . . .	747
ρ. Laufkrahne . . . . .	748
Allgemeines über Bühnenkonstruktionen der Laufkrahne . . . . .	748
Allgemeines über den Betrieb von Laufkränen . . . . .	760
Konstruktionselemente der Kranbühnentriebwerke . . . . .	766
α. Krantransmissionsseile und Seilscheiben . . . . .	766
β. Ausweichende Lager für Laufkrahnenwellen . . . . .	767
γ. Ausweichende Kettenstützen für Laufkrahne, von L. Stuckenholtz . . . . .	770
δ. Lager für Laufradachsen . . . . .	771
Lose Laufräder mit Gleitbüchsen . . . . .	771
Laufräder mit Walzen- und Kugellager . . . . .	772
Auswechselbares Laufradachsenlager für Bühnenkrahne, von der Maschinenfabrik Esslingen . . . . .	773
ε. Krantransmissionswellen . . . . .	774
Berechnung genieteter Blechbalken und Fachwerke für Laufkrahne . . . . .	775
Berechnung genieteter Blechbalken für Laufkrahne mit obenliegen- der Katzenbahn . . . . .	775
Laufkrahnbalken mit innenliegender Katzenbahn . . . . .	782
Berechnung von Fachwerkbalken für Deckenlaufkrahne . . . . .	786
Laufkrahne mit Handbetrieb . . . . .	795
Laufkrahn für 3000 kg Last und 13 m Spannweite mit Handbetrieb von Gerlach . . . . .	795
Laufkrahn für grosse Spannweiten mit Handbetrieb von unten, aus- geführt von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg . . . . .	797
Laufkrahn mit Haspelketten für 6 t von L. Stuckenholtz . . . . .	797
Laufkrahn mit Handkurbelbetrieb für 25 t von Stuckenholtz . . . . .	802
Laufkrahn für Baugerüste von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M. . . . .	803

	Seite
Laufkrahne mit Transmissionsbetrieb . . . . .	805
Laufkrahn mit Wellenbetrieb für 75 t und 27.3 m Spannweite von E. Schürmann für die Kanonenwerkstatt von Fried. Krupp . . .	805
Laufkrahn von L. Stuckenholz für 15 000 kg mit Seilbetrieb . . .	807
Laufkrahne mit elektrischem Betrieb . . . . .	809
Einmotorkrahne . . . . .	809
Laufkrahn für 5 t mit einem Nebenschlussmotor und Steuerung von unten durch Zugketten, von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg . .	809
Laufkrahn mit elektrischem Betrieb durch einen Nebenschlussmotor für 20 t, von Fried. Krupp-Grusonwerk . . . . .	811
Laufkrahn für 15 t mit einem Elektromotor und Vorgelegewechsel für die Lastwinde, von der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg . . .	813
Laufkrahn mit einem Elektromotor und Wechselläderwerken von Hausenblas für die Giesserei von L. A. Riedinger in Augsburg . .	814
Einmotor-Nietlaufkrahn für 20 t mit elektrisch gesteuerten, mecha- nischen Wendegetrieben von E. Becker . . . . .	818
Elektrische Laufkrahne mit mehreren Motoren . . . . .	822
Laufkrahn für das Elektrotechnische Institut in Stuttgart mit zwei Elektromotoren, von E. Becker . . . . .	822
Laufkrahn mit drei Elektromotoren für Siemens & Halske, gebaut von E. Becker . . . . .	825
Katze mit 2 Motoren für einen 5 t Laufkrahn der Shaw Electric Crane Co. . . . .	827
Laufkatzen der Maschinenfabrik Örlikon mit kalibrierter Gliederkette, mit Gall'scher Kette und mit Seiltrommel . . . . .	827
Laufkatze mit 2 Motoren für 10 t von Windhoff & Co. . . . .	830
Katze eines 25 t Krahnes mit Wahlström'scher Senksperrbremse . .	833
Zweimotoren-Laufkatze für 25 t mit Oberflasche zwischen den Trommeln, von L. Stuckenholz . . . . .	837
Elektrischer Laufkrahn mit Zwillingmotoren für die Lastwinde zum Reguliren der Hubgeschwindigkeit und zwei Fahrwerkmotoren mit 25 t Tragkraft, ausgeführt von Fr. Krupp-Grusonwerk für die Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin . . . . .	839
Dreimotoren-Laufkatze für 30 t mit einer Hilfswinde für 5 t von der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	842
Laufkrahn mit 3 Drehstrommotoren für Stahlwerk-Giesshallen, von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Kolben & Co. in Prag- Vysočan . . . . .	845
Laufkrahn mit drei Elektromotoren für 60 t zum Bedienen einer Schmiedepresse von Haniel & Lueg, ausgeführt von der Ben- rather Maschinenfabrik und der Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin . . . . .	846
Dreimotoren-Katze mit Hilfswinde für Schmiedelaufkrahne, von L. Stuckenholz . . . . .	849
Schmiedelaufkrahn mit 6 Drehstrommotoren für die Poldihütte, von E. Becker . . . . .	850
Laufkrahn für 150 t mit 2 Katzen- und 5 Elektromotoren, ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vormals Bechem & Keet- man für die Schmiedepresse der Dillinger Hütte . . . . .	855
Versatzkrahn des Aachener Hütten-Aktienvereins „Rothe Erde“, aus- geführt mit Triebwerken von der Duisburger Maschinenfabrik und Drehstrommotoren von der Elektrizitäts-A.-G. vormals Schuckert & Co. . . . .	857
Anhaltswerthe für den Energieverbrauch von Laufkrahn-Winden- und Fahrtriebwerken nach Messungen auf der Düsseldorfer Aus- stellung . . . . .	858
σ. Bockkrahne — Überladekrahne . . . . .	859
Bockkrahn der Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn . . . . .	860
Berechnung des Krahngerüstes . . . . .	861
Berechnung der Triebwerke . . . . .	862

	Seite
z. Fahrbare Bockkrahne — Rollkrahne . . . . .	864
Fahrbarer Gerüstkrahn mit Handbetrieb für Trägerlager, von E. Becker	865
Fahrbarer Bockkrahn für 43 m Spannweite und 5 t, mit elektrischem	
Betrieb von Bechem & Keetman . . . . .	867
Verladekrahn für Profileisen, von Bechem & Keetman . . . . .	868
Fahrbarer Universalbockkrahn, von Wilke in Braunschweig . . . . .	869
v. Helling-Laufkrahne . . . . .	871
Helling-Krahne von der Brown, Hoisting and Conveying Machine Co.	
und von Bechem & Keetman . . . . .	871
φ. Hochbahnkrahne — Verladebrücken für Erz und Kohlen . . . . .	873
Hochbahnkrahne mit automatischer Bahn von Hunt in New-York . . . . .	873
Greiferwinde von Pöllig . . . . .	877
Normale Hunt'sche Laufkatze mit Sicherheitshaken und selbst-	
thätiger Kippvorrichtung . . . . .	880
Parabolischer Ausleger von Hunt . . . . .	881
Hunt'sche Verladebrücke . . . . .	882
Hochbahnkrahn der Rheinischen Stahlwerke für Erzumladung von der	
Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger . . . . .	884
Verladebrücke für die Usine de Désargentation. Société-Anonyme,	
Hoboken-les-Anvers von der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	886
Laufkatze von Temperley für Hochbahnkrahne . . . . .	887
Abgeänderte Form derselben . . . . .	895
Hochbahnkrahn von Hulett-McMyler in Cleveland . . . . .	896
Hochbahnkrahn von A. E. Brown in Cleveland . . . . .	899
Fahrbarer Hochbahnkrahn mit Drahtseilbahn von Lidgerwood in	
New-York . . . . .	902
Seilbahnlaufkatze mit selbstthätiger Entleerung des Förderkübels.	
Amerikanische Konstruktion für die Sodafabrik in Dombasle	
bei Nancy . . . . .	906
χ. Krahnartige Arbeitsmaschinen für Stahlwerke und Hilfs-	
geräthe für Blockkrahne . . . . .	909
Stahlgiesswagen mit 4 Elektromotoren von Sessenbrenner . . . . .	910
Beschickmaschine für Martinöfen mit 4 Hauptstrommotoren von der	
Benrather Maschinenfabrik A.-G. und der Union Elektrizitäts-	
gesellschaft . . . . .	913
Wolfzangen mit veränderlich einstellbaren Greifgrenzen für Block-	
krahne von L. Stuckenholz . . . . .	916
g. Flaschenzüge . . . . .	918
Flaschenzüge von Eade und von Zobel, Neubert & Co. . . . .	918
Flaschenzüge von Moore und von Pickering . . . . .	920
Flaschenzug von Kohn . . . . .	922
Archimedischer Flaschenzug von Collet & Engelhard . . . . .	924
Schraubenflaschenzug mit Bremsdrucklager von E. Becker . . . . .	924
Schraubenflaschenzüge von Lüders und von Bolzani . . . . .	926
Schraubenflaschenzug von G. Kieffer in Köln . . . . .	926
Schraubenflaschenzug mit selbstthätiger Einkupplung eines Stirn-	
rädervorgeleges zum zwangläufig raschen Senken der Last mit	
Drucklagerbremse von G. Kieffer . . . . .	928
2. Winden mit senkrechter Trommel — Spills . . . . .	929
a. Ankerspill mit Handkurbelantrieb vom Vulkan . . . . .	930
Französisches Gangspill mit Spaken . . . . .	930
β. Dampfspill . . . . .	931
γ. Hydraulische Spills . . . . .	931
Dreicylinderspill von Brotherhood . . . . .	931

	Seite
Drehschieber für hydraulische Spillwinden von Gruson . . . . .	933
Hahnsteuerung für hydraulische Spills von C. Hoppe . . . . .	933
Ventilsteuerungen für hydraulische Spills von R. Dinglinger . . . . .	934
δ. Spillwinden mit elektrischem Betrieb . . . . .	936
Spill für den Hafen in Heilbronn, ausgeführt von der Maschinenfabrik Esslingen . . . . .	936
Spill von E. Becker in Berlin und der Union, Electricitäts-Gesellschaft in Berlin . . . . .	937
Spill der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	940
<b>3. Zahnstangenwinden</b> . . . . .	<b>941</b>
Allgemeines über die Verwendung als Wagen- und Schützenwinden	941
Wagenwinde für 6000 kg der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft zu Grafenstaden . . . . .	945
Eiserne Patent-Sicherheitswinden von Gebr. Dickertmann in Bielefeld.	946
α. Wagenwinde mit Stirnrädergetriebe für 10000 kg . . . . .	946
β. Wagenwinde mit Schneckenradvorgelege für 10000 kg . . . . .	947

— — — — —

**Die alphabetisch geordneten Namen- und Sachregister für das ganze Werk sind am Schluss des zweiten Bandes eingefügt.**

— — — — —

**Berichtigung.**

Bd. I S. 48 u. 864 lies in den Fussnoten Wellman-Seaver statt Leaver.

Bd. I S. 611 Z. 25 von oben lies Butz & Leitz statt Seitz.

Bd. I S. 789 letzte Zeile von unten lies:  $V^1 = V + \frac{Q_1 + Q_2}{l} x - Q_1$  . . . . . **483.**

# Tabellenverzeichnis.

## Tabellen für Seile, Ketten und Gurte.

	Seite
Hanfseile von Felten & Guilleaume . . . . .	18
Krahn- und Aufzugdrahtseile der Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vorm. F. Wolff . . . . .	19
Geflochtene Quadratseile aus Patent-Guss- und Pflugstahldraht, Patent Bek . . . . .	20
Kurzgliedrige Krahnketten der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft . . . . .	24
Gall'sche Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden . . . . .	26
Amerikanische Treibketten aus schmiedbarem Guss von A. Stotz in Stuttgart . . . . .	28
Kalibrierte Ketten und Daumenrollen von Georg Kieffer in Köln . . . . .	36
Hanfgurte aus der Fabrik von W. Kux Nachfolger zu Halberstadt . . . . .	125

## Tabellen für Wirkungsgrade von Triebwerken.

Leitrollen . . . . .	15
Lose Rollen . . . . .	16
Faktorenflaschenzüge . . . . .	56
Windentrommeln . . . . .	138
Zahnräder . . . . .	176
Zahnradervorgelegewellen . . . . .	177
Anhaltswerthe für Energieverbrauch von Krahnwinden und Fahrtriebwerken nach Messungen auf der Düsseldorfer Ausstellung . . . . .	858

## Hilftabellen zur Berechnung von Theilkreisdurchmessern für Daumenräder.

Werthe von $\sin \frac{90^\circ}{z}$ und $\cos \frac{90^\circ}{z}$ für Daumenrollen mit Gliederketten . . . . .	35
Werthe von $\sin \frac{180^\circ}{z}$ für Daumenrollen mit Gelenkketten . . . . .	38

## Verschiedenes.

Einrückdrucke und Umfangskräfte cylindrischer Reibungskupplungen mit Spreizringen . . . . .	163
Übertragbare Pferdestärken der Wendegetriebekupplung von E. Meyer . . . . .	166
Kopfhöhen der Evolventenräder für verschiedene Übersetzungen und Zähnezahlen . . . . .	169
Stribeck'sche Koeffizienten $\kappa = \frac{N}{i t^2}$ für schnelllaufende Schneckentriebwerke . . . . .	199
Spannungskoeffizienten $e^{\mu \alpha}$ für Bandbremsen . . . . .	239
Specifische Gewichte von Getreide, Sämereien, Kleie u. a. . . . .	496
Abmessungen und Leistungen von Getreideelevatoren der Maschinenfabrik vormals C. G. W. Kapler in Berlin . . . . .	496
Abmessungen und Leistungen der Getreideelevatoren von A. Schmidt in Wurzen . . . . .	497
Abmessungen und Arbeitsinhalt tief bombirter Elevatorbecher von A. Schmidt . . . . .	498
Abmessungen der Schmidt'schen Mehlelevatoren . . . . .	499
Gewichte und Grössen von Biertonnen . . . . .	506

**Tabellen für Gewichte, Raddrucke und Hauptabmessungen von Laufkrähen mit Hand- und elektrischem Betrieb und von fahrbaren Dampf-Drehkrähen befinden sich in Band III hinter den Tafeln.**

# Einleitung.

## Allgemeines über den Wirkungsgrad der Hebewerke.

Die Wahl der Antriebskraft einer Maschine zum Heben fester Lasten ist nach der allgemeinen Beziehung zwischen dem Arbeitsverbrauch und der Arbeitsleistung von der Grösse der gegebenen Last und von der geforderten Hubgeschwindigkeit abhängig. Nach der Entscheidung über die Grösse der Triebkraft bestimmt sich aus ihrem Verhältniss zur Last die erforderliche Gesamtübersetzung der Maschinengetriebe, für welche Rollen, Hebel, Räderwerke, Schrauben oder auch Treibkolben in Betracht kommen. Die Benutzung von Treibkolben setzt Dampf, Druckwasser oder Druckluft als Kraftübertragungsmittel voraus. Für die übrigen Triebwerke können beliebige Triebkräfte verwendet werden. Die Leistungen des Handbetriebs sind durch die beschränkte menschliche Muskelkraft und Arbeitsgeschwindigkeit begrenzt, aber auch für die grössten Lasten noch hinreichend, wenn man sich mit entsprechend kleinen Hubgeschwindigkeiten begnügt.

Jedes Getriebe verursacht durch die Reibung seiner bewegten Theile einen Wirkungsverlust, der<sup>t</sup> den Widerstand der Nutzlast erhöht. Dieser Zuschlag ist für einen sorgfältigen Entwurf im voraus zu bestimmen; andererseits ist aber auch die Kenntniss der Wirkungsverluste nothwendig, um die Güteverhältnisse verschiedener Konstruktionsysteme vergleichen zu können.

Bezeichnet man mit  $P$  die treibende Kraft, mit  $s$  den Weg der treibenden Kraft in der Richtung der Kraft in einer bestimmten Zeit, mit  $Q$  den Nutzwiderstand, der in derselben Zeit in seiner Richtung auf der Strecke  $h$  überwunden wird, mit  $W_1, W_2$  u. s. f. die schädlichen Widerstände der Maschine und schliesslich mit  $w_1, w_2$  u. s. f. die Strecken, auf denen diese Widerstände in ihrer Wirkungsrichtung während der angenommenen Bewegungsdauer thätig sind, so ist der Beharrungszustand der Maschine an die Gleichgewichtsbedingung geknüpft:

$$Ps = Qh + W_1 w_1 + W_2 w_2 + \dots$$

d. h.  $Ps = Qh + \Sigma Ww \dots \dots \dots \mathbf{1.}$

Wäre es möglich, eine Maschine ohne Reibungswiderstände zu bauen, so würde eine treibende Kraft  $P_0$  genügen von der Grösse

$$P_0 s = Qh \dots \dots \dots \mathbf{2.}$$

Es ist üblich, die Kraft  $P_0$  als die theoretische Triebkraft der Maschine zu bezeichnen. Ich wähle hierfür die wohl sachgemässere Benennung „ideelle Triebkraft“.

Das Verhältniss der ideellen Triebkraft zur wirklichen bestimmt das Güteverhältniss der Maschine. Man bezeichnet diesen Werth auch vielfach als Wirkungsgrad und pflegt dafür abkürzungsweise den Buchstaben  $\eta$  zu setzen.

Demnach

$$P_0 = \eta P \quad \dots \quad \mathbf{3.}$$

$\eta$  muss immer  $< 1$  sein und drückt sich daher jederzeit durch einen echten Bruch aus.

Wäre  $\eta$  beispielsweise für einen bestimmten Fall  $= 0,94$ , so lässt die Gleichung  $P_0 = 0,94 P$  ohne weiteres erkennen, dass die ideelle Triebkraft der Maschine nur  $\frac{94}{100}$  d. i.  $94\%$  der wirklich aufzuwendenden Triebkraft beträgt, und dass demnach  $6\%$  der Antriebskraft lediglich zum Überwinden der schädlichen Widerstände verbraucht werden.

Bei ausgeführten Konstruktionen ist der Werth von  $\eta$  zu bestimmen, indem man aus Gleichung 2 die ideelle Triebkraft ermittelt und die wirkliche,  $P$ , an der Maschine selbst durch Versuche feststellt. Die Werthe von  $s$  und  $h$ , die zur Bestimmung von  $P_0$  in Gleichung 2 einzusetzen sind, lassen sich entweder durch reine Rechnung ermitteln oder ebenfalls unmittelbar an der Maschine messen, da ja bei der zwangläufigen Bewegung aller Getriebe die vorhandenen Reibungswiderstände nur das Umsetzungsverhältniss zwischen Kraft und Last beeinflussen, nicht aber die Grösse des Kraft- und Lastweges verändern.

Für den Entwurf und für rein theoretische Untersuchungen können die einzelnen Grössen zum Auswerthen der Gleichungen 1 und 2 nur durch Rechnungen bestimmt werden, welchen allgemeine Erfahrungszahlen zu Grunde liegen.

Der Wirkungsgrad einer zusammengesetzten Maschine muss abhängig sein vom Güteverhältniss ihrer einzelnen Elementargetriebe.

Stehen  $n$  einfache Getriebe, deren Güteverhältnisse durch  $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$  bezeichnet werden mögen, miteinander in fortlaufendem Eingriff, so ist die Antriebskraft jedes in der Reihenfolge des Eingriffs nachstehenden Getriebes der Nutzwiderstand für das vorhergehende. Die Wirkungsverluste in jedem einzelnen Getriebe bedingen, dass die Antriebskraft  $P_n$  des  $n^{\text{ten}}$  Getriebes  $= \frac{P_{n0}}{\eta_n}$  ist. Demnach muss für diesen Widerstand die Antriebskraft des  $(n-1)^{\text{ten}}$  Getriebes  $\frac{1}{\eta_n}$  mal so gross sein, als sie zu sein brauchte, wenn im  $n^{\text{ten}}$  Getriebe keine schädlichen Widerstände vorhanden wären. Infolge der eigenen Widerstände im  $(n-1)^{\text{ten}}$  Getriebe ergibt sich schliesslich die hierfür erforderliche Antriebskraft  $\frac{1}{\eta_n \eta_{n-1}}$  mal so gross, als in der ideellen Maschine.

Diese Schlussfolgerung lässt sich für die ganze Getriebekette fortsetzen, und wir erhalten daher für das erste, auf alle übrigen einwirkende Getriebe

$$P_1 = \frac{P_0}{\eta_1 \eta_2 \dots \eta_n}$$

Bezeichnet man den Wirkungsgrad  $\frac{P_0}{P_1}$  der ganzen Maschine mit  $\eta$ , so erhalten wir

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \quad \dots \quad \mathbf{4.}$$

Der Wirkungsgrad einer zusammengesetzten Maschine ist gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden ihrer einzelnen Getriebe.

Denkt man sich den Arbeitsverbrauch der schädlichen Widerstände auf den Weg des Nutzwiderstandes umgerechnet, d. h. den Werth  $\Sigma Ww$  aus Gleichung 1 in ein Produkt  $Xh$  verwandelt, in dem  $X$  die Summe der auf den Weg  $h$  bezogenen Eigenwiderstände der Maschine bedeutet, so geht die Gleichung 1 über in

$$Ps = Qh + Xh = Q_1 h,$$

falls man schliesslich den Gesamtwiderstand  $Q + X$  durch  $Q_1$  bezeichnet.  
Wir erhalten dann weiter

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n = \frac{P_0 s}{Ps} = \frac{Qh}{Q_1 h},$$

also schliesslich

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta_1 \eta_2 \dots \eta_n} \dots \dots \dots \quad \mathbf{5.}$$

Der Gesamtwiderstand, welcher bei einem Konstruktionsentwurf an Stelle der reinen Nutzlast in Rechnung zu setzen ist, ist gleich der Nutzlast, dividirt durch das Produkt aus den Wirkungsgraden der einzelnen Getriebe, die für den Maschinenentwurf in Aussicht genommen sind.

In den bisherigen Erörterungen war stillschweigend vorausgesetzt, dass als Belastung der Maschine nur die Nutzlast vorhanden ist, dass also für die Nutzlast  $O$  die ideelle Antriebskraft  $P_0$  und somit, nach Gleichung 3, auch  $P = O$  wird.

Diese Betrachtung bedarf nach zwei Seiten einer Ergänzung oder Berichtigung.

Im allgemeinen sind mit der Last gleichzeitig mehr oder minder grosse tote Gewichte zu heben, die Lastkette mit Haken, das Eigengewicht einer Förderschale oder bei hydraulischen Hebewerken mit senkrechten Kolben, das Kolbengewicht u. dergl. m., deren Arbeitsverbrauch gesondert zu berücksichtigen und zu den Wirkungsverlusten zu rechnen ist, soweit es sich um Ermittlung der Triebkraft im Verhältniss zur Nutzlast handelt. Hierhin gehört unter anderem auch der Reibungswiderstand der Stopfbüchsen mit Baumwollpackung für Kolben, der den wirksamen Kolbendruck unabhängig von der Belastung abschwächt. Alle diese Verhältnisse lassen sich von vornherein mit genügender Genauigkeit für den Entwurf in Rechnung stellen.

Weiter kommen aber noch die Reibungsverluste des umlaufenden Triebwerks, der Rollen, Räder u. s. w. in Betracht, die vom Eigengewicht dieser Theile herrühren, und im allgemeinen im Entwurf nicht berücksichtigt zu werden pflegen.

Versteht man unter  $P_0$ , wie vorausgesetzt, die Antriebskraft der reibungslosen Maschine, unter  $\eta$  den Wirkungsgrad, unter  $C$  den als unveränderlich anzunehmenden Betrag der wirklichen Antriebskraft  $P$ , welcher für den Leerlauf, abgesehen von den vorstehend erwähnten Hubwiderständen, durch das umlaufende Triebwerk beansprucht wird, so besteht für schärfere Untersuchungen die Beziehung

$$P = \frac{P_0}{\eta} + C,$$

die nur unter der Bedingung die einfachere Gestalt der Gleichung 3 annimmt, dass sich  $C$  gegen  $\frac{P_0}{\eta}$  vernachlässigen lässt. Inbezug hierauf ist zu bemerken, dass  $C$  mit zunehmendem Wirkungsgrad  $\eta$  abnimmt, dass also, je kleiner  $\frac{P_0}{\eta}$ , um so kleiner auch  $C$  wird und für kleine Maschinen, d. h. für beschränkte Werthe von  $P_{0\max}$  wegen des geringeren Eigengewichts der Triebwerke kleiner ausfällt, als für grosse Maschinen derselben Gattung, die für ein grösseres  $P_{0\max}$  bestimmt sind. Schliesslich tritt der Einfluss von  $C$  auf  $P$  um so mehr gegen  $\frac{P_0}{\eta}$  zurück, je grösser, unter sonst gleichen Verhältnissen,  $P_0$  ist.

Wenn man also, wie üblich, den Einfluss des Eigengewichts der umlaufenden Triebwerke auf die Wirkungsverluste und die erforderliche Antriebskraft  $P$  vernachlässigt, so ist der Fehler bei voller Belastung der Maschine am kleinsten. Da nun gerade für diese Verhältnisse die Triebwerke selbst entworfen werden müssen, ist die Vernachlässigung im allgemeinen statthaft. Ermittelt man unter der vereinfachten Rechnungsweise den Wirkungsgrad einer ausgeführten Maschine durch unmittelbare Messungen, so äussert sich der Einfluss der Vernachlässigung dadurch, dass sich der Werth von  $\eta$  um so ungünstiger ergibt, je kleiner für den Versuch die Nutzlast, im Verhältniss zur grössten Belastung der Maschine, d. h. zu ihrer sogenannten Tragkraft gewählt wird.

## Vorgänge in den Triebwerken bis zum Eintritt des Beharrungszustandes.

Es ist üblich, der Berechnung von Triebwerken für Hebezeuge die Verhältnisse des Beharrungszustandes zu Grunde zu legen, ohne die dynamischen Vorgänge rechnerisch zu verfolgen, die sich während der Anlauf- und Auslaufperiode abwickeln, weil das genaue Bestimmen der hierbei auftretenden Einzelvorgänge und Kräfte aussergewöhnliche Schwierigkeiten bietet und einen Zeitaufwand erfordert, der auch für sorgfältig durchgearbeitete Entwürfe nach Lage der geschäftlichen Verhältnisse nicht gewährt wird. Immerhin erscheint es nothwendig, wenigstens die Grundzüge der allgemeinen Erscheinungen kurz klarzulegen, um für Entwürfe Anhaltspunkte zu gewinnen, die sich aus den dynamischen Vorgängen des Betriebes ergeben, und die Verhältnisse soweit zu durchschauen, dass man die Wege überblicken kann, die einzuschlagen sind, um in der freien Wahl der Arbeitsgeschwindigkeiten möglichst unbehindert zu bleiben.

Nach allgemein bekannten Erfahrungen und Gesetzen erfordert der Antrieb einer ruhenden Maschine einen grösseren Arbeitsaufwand, als die Fortdauer des Beharrungszustandes unter gleichen Belastungsverhältnissen, weil die Beschleunigungswiderstände der zu bewegenden Massen Arbeit verzehren, die während des Beharrungszustandes nicht mehr zu leisten ist.

Der Mehraufwand an Betriebsarbeit für die Anlaufperiode einer belasteten Hebemaschine beansprucht alle Triebwerktheile von der Eintrittsstelle der Kraft bis zum Lastträger. In nahezu ganz starren Triebwerken treten durch plötzliche Zuleitung der Triebkraft Stösse auf, die, abgesehen von der Bruchgefahr, erhebliche Arbeitsverluste bedingen. In schwach nachgiebigen Triebwerken, wie vor allem in langen Wellen, tritt die Formänderungsarbeit beim plötzlichen Antrieb mehr in den Vordergrund und mildert die Stosswirkungen. Diese federnde Formänderungsarbeit wird zwar mit dem Eintritt des Beharrungszustandes durch die auftretende Entlastung theilweise wieder frei, aber die in Mitleidenschaft gezogenen Massen erzeugen sowohl bei Beginn, wie am Ende des Kraftwechsels Schwingungen, die sich ähnlich wie die Arbeitsenergie eines aus seiner Gleichgewichtslage bewegten Pendels durch die auftretenden Bewegungswiderstände wieder vernichten und ebenfalls von Arbeitsverlusten begleitet sind. Schaltet man stark nachgiebige Triebwerktheile, wie Riemen, Federkupplungen, Reibungsräder oder Reibungskupplungen ein, so wird ein Theil der eingeleiteten Beschleunigungsarbeit in Federarbeit, ein anderer Theil in Gleitarbeit umgesetzt.

Diese allgemeinen Betrachtungen zeigen, dass der Antrieb der Maschine nicht nur überschüssige Triebkraft zur Beschleunigung der anfänglich ruhenden Massen verlangt, sondern dass der Mehraufwand an Arbeit auch noch ganz erheblich durch Leistungsverluste erhöht wird, die bei starren Triebwerken durch Stösse, ebenso wie bei ganz nachgiebigen Kupplungen durch Gleit- und Federungsverluste bis auf 100 % und darüber anwachsen. Am einfachsten lassen sich die Wirkungsverluste bestimmen, falls die Antriebskraft durch eine Reibungskupplung in die Hebemaschine übertragen wird. Es genügt, wenn man in diesem Fall, mit Rücksicht auf die Nachgiebigkeit des Kupplungsschlusses, im Vergleich zur Widerstandsfähigkeit der angeschlossenen Wellen und Räderwerke, nur den Arbeitsvorgang berücksichtigt, der sich während der Beschleunigungsperiode in der Kupplung abspielt, da weitere Arbeitsverluste durch Stösse oder Formänderungsarbeiten im Triebwerk durch die eingeschaltete Kupplung auf enge Grenzen beschränkt werden.

Bezeichnet  $P$  die gesammte Antriebskraft im Kupplungsumfang,  
 $P_a$  ihren Antheil zum Heben der Last und zum Überwinden der Reibungswiderstände im Triebwerk, mit Ausschluss der Kupplungsreibung,  
 $P_m$  den Überschuss der Antriebskraft zum Beschleunigen der Triebwerkmassen und der Last,  
 $M$  den Rechnungswerth aller bewegten Massen, einschliesslich der Last, unter der Annahme, dass man die zerstreuten Massen durch eine im Kupplungsumfange concentrirte Masse ersetzt,  
 $c$  die Geschwindigkeit der Antriebskraft im Kupplungsumfang, die, dem häufigsten Fall entsprechend, als stetig gleichbleibend angenommen werden möge,  
 $p$  die Beschleunigung der Masse  $M$  durch den Kraftüberschuss  $P_m$ ,  
 $v$  die Geschwindigkeit der Kupplungshälfte auf der Lastseite zur Zeit  $t$  nach Beginn des Antriebes,  
 $T$  die Dauer der Anlaufperiode bis zum Eintritt des Beharrungszustandes, mit dem  $v$  den Werth  $c$  erreicht,  
 so ist die mechanische Arbeit der beschleunigenden Kraft  $P_m$  im Zeitelement  $dt$  gleich  $P_m c dt$  und die Gesamtarbeit der Beschleunigungskraft während der Anlaufperiode

$$A = \int_{t=0}^{t=T} P_m c dt.$$

Ferner ist  $P_m = Mp = M \frac{dv}{dt}$  und somit  $A = Mc \int_0^c dv,$

d. h.  $A = Mc^2 \dots \dots \dots$  **6.**

Da zur Beschleunigung der Masse  $M$  von null auf die Geschwindigkeit  $c$  an sich nur eine Arbeitsleistung von der Grösse  $M \frac{c^2}{2}$  erforderlich ist, beträgt der Verlust der Beschleunigungsarbeit, wie auch immer die Reibungskupplung beschaffen sein mag, 50 %, d. h. die eingeleitete Arbeit muss doppelt so gross sein, wie die Nutzbeschleunigungsleistung. Der Arbeitsverlust rührt bei den Reibungskupplungen vom Gleiten her. Ganz ebenso gestalten sich die Verhältnisse bei den Reibrädern, und wenigstens ähnlich bei Riemetrieben oder Bürstenkupplungen, in denen der Arbeitsverlust nur

theils durch Gleiten, theils durch federnde Formänderungen erzeugt wird. Beim elektrischen Betrieb treten die Anlaufarbeitsverluste vorzugsweise im Anlasswiderstand auf und setzen sich dort in Wärme um. Zahnradantrieb ohne nachgiebige Zwischenglieder führt bei grossen Geschwindigkeiten zu federnden Deformations- und Stossverlusten, und ist durch die hiermit verbundenen Gefahren auf bestimmte Geschwindigkeitsgrenzen beschränkt.

Trägt man die Werthe von  $P_m c$  als Ordinaten zu den zugehörigen Zeitabschissen  $t$  auf, so ergibt sich für den Fall, dass  $P$  und somit auch  $P_m$  nach irgend einem Gesetz von null bis zum grössten Werth der verfügbaren Triebkraft gesteigert wird, während  $c$ , wie oben vorausgesetzt, unveränderlich angenommen werden möge, eine ansteigende Schaulinie, etwa von der Form der Fig. I, oder eine Parallele zur Abscissenachse, wie in Fig. II, falls  $P$  und somit auch  $P_m$  von vornherein in unveränderter Grösse wirken. In beiden Fällen stellt der Flächeninhalt der Schaulinienfiguren

den Werth  $A = \int_0^T P_m c dt$ , d. h. die zur Beschleunigung der Massen eingeleitete Gesamtarbeit dar, und eine Linie mit den Ordinaten  $y = P_m v$ ,

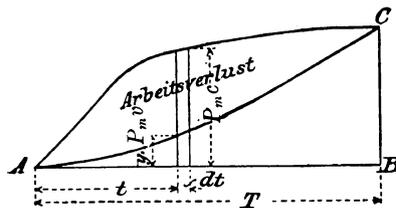


Fig. I.

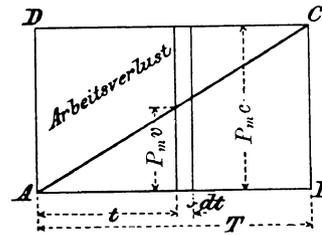


Fig. II.

welche die Fläche in zwei gleiche Hälften theilt, trennt den Arbeitsverlust von der Nutzbeschleunigungsarbeit.

Da die Kraftantheile  $P_a$  und  $P_m$  nur für die Betrachtung der Vorgänge auseinander gehalten sind, während sie thatsächlich zusammenwirken, erhöht sich der Arbeitsverlust dadurch noch weiter, dass auch die Last während der Anlaufperiode, infolge der Gleit- oder Deformationsarbeit in den Zwischentriebwerken, dem Antrieb nachtheilt. Die in jedem Augenblick von  $P_a$  geleistete Nutzarbeit entspricht dem Produkte  $P_a v dt$ , während der Werth  $P_a (c - v) dt$  den gleichzeitigen Arbeitsverlust in der Leistung von  $P_a$  darstellt. Hierfür lassen sich ebenfalls einfache Schaulinien entwerfen.\*)

Die Betrachtung der Figuren I und II lässt ohne weiteres erkennen, dass für gleiche Werthe von  $M$  und  $c$  der Triebkraftüberschuss  $P_m$  für den Anlauf um so grösser gewählt werden muss, je kürzer die Anlaufperiode  $T$  ausfallen soll. Je grösser  $P_m$  ausfällt, um so mehr wächst aber auch die Materialanstrengung des Triebwerks und die Gefahr von Brüchen.

Angesichts der mässigen Hubhöhen der meisten Krähne und Winden, mit Ausnahme der Aufzüge, müssen die Anlaufperioden möglichst abgekürzt werden, wenn man die angestrebte Geschwindigkeit des Beharrungszustandes überhaupt erreichen will, da sonst der Lasthub eher beendet ist, als die Anlaufperiode, und somit die thatsächlichen Geschwindigkeiten hinter den Annahmen des Entwurfes für den Beharrungszustand zurückbleiben. Je kürzer aber die Anlaufperiode gewählt wird, um so unwirtschaftlicher

\*) Die allgemeinen Gesetze sind von dem Verfasser zuerst in einer Reihe von Aufsätzen in der Z. d. V. d. Ing. 1889 unter dem Titel: „Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke“ eingehend erörtert und später unter demselben Titel in Buchform als Sonderabdruck veröffentlicht (Julius Springer, Berlin 1890).

wird andererseits die Betriebsmaschine ausgenutzt, weil der Anlauf eine wesentlich höhere Leistung, als der Beharrungszustand erfordert, und weil der Mehrverbrauch an Arbeit, wie die Arbeitsverluste, mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wachsen. Gleichzeitig bedingt die erhöhte Materialanstrengung auch einen grösseren Materialaufwand, um Bruchgefahren vorzubeugen. Aus all diesen Verhältnissen ergeben sich im Hinblick auf die dynamischen Vorgänge Beschränkungen für die zulässigen Geschwindigkeiten und zwar vor allem bei starren Triebwerken mit plötzlichem Antrieb.

Die ausschliessliche Berücksichtigung des Beharrungszustandes legt ferner den irrthümlichen Gedanken nahe, in Hebemaschinen, die für eine Grenzlast  $Q$  mit der Hubgeschwindigkeit  $c$  entworfen werden, auswechselbare Übersetzungen oder andere Vorkehrungen so anzuordnen, dass sich kleinere Lasten von der Grösse  $\frac{Q}{n}$  mit der  $n$ -fachen Geschwindigkeit  $nc$  heben lassen, weil dann im Beharrungszustand der Arbeitsverbrauch  $Qc$  der gleiche ist. Ein Blick auf die vorstehend erörterten dynamischen Verhältnisse zeigt aber, dass selbst, ganz abgesehen von den Triebwerkmassen und den zusätzlichen Wirkungsverlusten der Anlaufperiode, die Last  $Q$  für die Arbeitsgeschwindigkeit  $c$  eine Beschleunigungsarbeit  $\frac{Q}{2g}c^2$  erfordert, die Last  $\frac{Q}{n}$  dagegen für die Arbeitsgeschwindigkeit  $nc$  den  $n$ -mal so grossen Betrag  $\frac{Q}{ng} \frac{n^2 c^2}{2} = \frac{n}{2} \frac{Q}{g} c^2$  verbraucht.

Machen sich auch diese Verhältnisse bei Handbetrieb, wegen der ausserordentlich geringen Hubgeschwindigkeiten, wenig bemerkbar, so ist ihnen, im Hinblick auf die ständige Zunahme des Betriebes mit Elementarkräften, um so grössere Beachtung zu schenken, je mehr hiermit naturgemäss gleichzeitig das Streben nach schnellarbeitenden Maschinen wächst.

In wirtschaftlicher Beziehung, wie hinsichtlich der verhältnissmässigen Materialanstrengung, gestaltet sich die Sachlage bei Triebwerken für kleine Lasten und grosse Hubgeschwindigkeiten durch die dynamischen Vorgänge der Anlaufperiode am ungünstigsten, weil die Geschwindigkeit den Arbeitsverbrauch und die Triebkraftgrösse in höherem Masse beeinflusst, als die Lastgrösse, und weil schwere Lasten, sowohl aus Sicherheitsgründen, wie mit Rücksicht auf die üblichen mittleren Grenzen der verfügbaren Arbeitskraft auch durch Elementarkraft meist nur mit mässiger Geschwindigkeit gehoben zu werden pflegen. Man hat hiernach bei schnellhebenden Maschinen besondere Veranlassung, die Rechnungswerthe der als zulässig erachteten Materialanstrengungen erheblich herabzusetzen, um Gefahren durch die dynamischen Vorgänge vorzubeugen, wenn man den Entwurf aus den Verhältnissen des Beharrungszustandes entwickelt. Für grosse Lastgeschwindigkeiten sind schliesslich Riementriebe, Reibungsräder, Feder- und Reibungskupplungen als Schutzmittel gegen zu kurze Anlaufperiode und zu starkes Anwachsen der Beschleunigungskraft unentbehrlich, wenn nicht die Steuerorgane selbst, wie bei den hydraulischen und elektrischen Hebezeugen, allmähliches Anlaufen vermitteln. Das für Lasten Erörterte gilt auch für die Fahrwiderstände von Laufkatzen und Laufkranen.

Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, wenn man die Triebkraft mit stufenförmig anwachsender Geschwindigkeit einleitet und dadurch die dynamischen Verluste im Triebwerk beschränkt, also auch kleine Lasten mit mässiger Anfangsgeschwindigkeit anhebt und die Hubgeschwindigkeit erst nachträglich bis zur gewünschten Grösse steigert.\*) Da auch mit jedem

\*) E. Becker jr., Neues Verfahren zum Wechseln der Hubgeschwindigkeit von Lasten an loser Rolle. Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 705.

vorübergehenden Beharrungszustand der vorher für die Beschleunigungsarbeit verbrauchte Kraftüberschuss wieder frei wird, kann dieselbe Kraftgrösse durch stufenförmigen Antrieb nacheinander wiederholt nutzbar gemacht werden. Andererseits verlängert sich hiermit die Anlaufperiode, und das Verfahren lässt sich demnach in vollem Umfange für grosse Lastgeschwindigkeit auch nur bei gleichzeitig grossen Förderhöhen oder bei langen Fahrbahnen von Kränen verwerthen, aber die Einführung des elektrischen Betriebes bietet werthvolle Hilfsmittel, der Forderung in möglichst weiter Ausdehnung zu genügen.

Die vorstehenden Gesichtspunkte verdienen um so mehr allgemeinere Beachtung, weil sie sich mit Forderungen decken, die auch aus anderen Gründen in wichtigen Kranbetrieben, wie z. B. vor allem in Giessereien gestellt werden, wo die unerlässliche Vorsicht beim Einsetzen von Kernen, das Abheben und Niedersetzen von Formkasten oder schliesslich die auch in Montierungswerkstätten auftretende Nothwendigkeit, Laufkranne mit dem Lasthaken ganz genau über einen bestimmten Punkt einzustellen, selbst für kleine Lasten äusserst beschränkte Geschwindigkeiten vorschreiben, während im übrigen möglichst flotter Lasttransport verlangt wird, um die Arbeitsleistung der einzelnen Hebe- und Transportmaschinen zu steigern und ihre Zahl thunlichst zu beschränken.

---

## Erster Abschnitt.

# Rollenzüge.

### A. Einfache Rollenzüge.

#### 1. Wirkung der festen und losen Rolle.

Die Rolle bildet in Verbindung mit einem Seil oder einer Kette ein Getriebe für Hebezeuge, das je nach der besonderen Anordnung zwei verschiedene Verwendungen gestattet, entweder als Leitrolle oder als Arbeitsrolle zur Kraft- und Hubübersetzung

Die Rolle wirkt lediglich als Leitrolle auf ein über ihren Umfang geführtes Seil, Fig. 1, sobald man die Rollenachse auf einer baulichen Unterstützung, in einem stehenden Maschinengerüst oder in einem Gehänge fest lagert und die An- und Ablaufstelle des Seils so bestimmt, dass sich die Tangenten dieser Punkte unter dem gegebenen Ablenkwinkel der Seilrichtungen schneiden. Im Hinblick auf die feste Lagerung der Rollenachse bezeichnet man die Rolle selbst in diesem Fall als „feste Rolle“.

Kraft und Last, sowie die Geschwindigkeiten der Kraft- und Lastbewegung, fallen verschieden gross aus, sobald man das Rollenachsenlager nicht festlegt, sondern beweglich anordnet und zum Last- oder

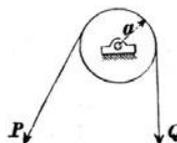


Fig. 1.

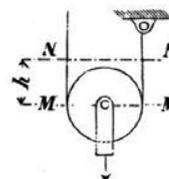


Fig. 2.

Kraftträger macht. Hängt man zu diesem Zweck die Rolle, Fig. 2, mit ihrem Umfange in eine tragende Seilschlinge, von der ein Trum festgelegt ist, während auf das andere die treibende Kraft ziehend wirkt, so wird durch den Zug am freien Seiltrum die Seilschlinge verkürzt und damit die Rollenachse in der Zugrichtung geradlinig aufwärts bewegt. Die Belastung der Rollenachse vertheilt sich auf die beiden Enden der tragenden Seilschlinge, und abgesehen von den eigenen Widerständen des Getriebes müsste die Spannung in jedem Seilstück demnach halb so gross, wie die Last sein. Man bezeichnet diese Anordnung der Rolle mit Bezug auf die bewegliche Aufhängung als „lose Rolle“. Die wesentliche Eigenschaft der losen Rolle liegt in ihrer Wirkung als Kraftumsetzungsmittel, während die feste Rolle die Kräfte nur in veränderter Richtung fortleitet.

Mit der Kraftübersetzung ändert sich gleichzeitig auch das Verhältniss zwischen den Wegen der Kraft und der Last. Wird die lose Rolle aus der Lage  $MM$  um die Höhe  $h$  nach  $NN$  emporgezogen, so ist das unterhalb  $NN$  herabhängende Stück der tragenden Seilschlinge um das Stück  $2 MN = 2h$  verkürzt, und diese Verkürzung kann nur dadurch herbeigeführt werden, dass sich das Zugtrum, d. h. die treibende Kraft, um die Strecke  $2h$  aufwärts bewegt.

Der Weg der Zugkraft, die am freien Seiltrum einer losen Rolle angreift, ist doppelt so gross, wie die Hubhöhe der an die Rollennachse gehängten Last.

Hierbei ist vorausgesetzt, dass, wie gewöhnlich, die verfügbare Antriebskraft kleiner, als die Last, und dass die Kraftübersetzung auf Kosten eines grösseren Arbeitsweges möglich ist.

Es kann auch der umgekehrte Fall eintreten, dass die verfügbare Antriebskraft grösser, als die zu hebende Last ist und nur der Beschränkung unterliegt, dass ihr Weg kürzer gewählt werden muss, als die erforderliche Lasthubhöhe. Die soeben nachgewiesene Übersetzung zwischen der fortschreitenden Bewegung der Achse der losen Rolle und der des freien Seiltrums gestattet, die lose Rolle für den in Rede stehenden Fall als Veredoppler des Weges der Arbeitskraft für den Hub der Last zu benutzen, wenn man die treibende Kraft an der Rollennachse wirken lässt und die Last an das freie Seiltrum hängt.

In der Praxis finden sich beide Anordnungen der losen Rolle; um sie kurz zu unterscheiden, wollen wir die erste Anordnung als „lose Lastrolle“, die zuletzt besprochene als „lose Treibrolle“ bezeichnen, weil im ersten Fall die Last, im zweiten die treibende Kraft unmittelbar auf die Rollennachse einwirkt.

#### a. Feste Rolle.

Bei gleichförmiger Umdrehung der festen Rolle wirkt auf sie das Moment  $Pa$  der treibenden Kraft  $P$  und diesem entgegen das Moment  $Qa$  der Nutzlast  $Q$ , welches durch die Seilsteifigkeit oder bei Kettenrollen durch die Kettenreibung und schliesslich auch noch durch das Moment der Zapfenreibung vergrössert wird.

Der Rollenhalmmesser  $a$  ist stets von Zapfenmitte bis Seil- oder Kettenmitte zu messen.

Die Vergrösserung des Lastmoments  $Qa$  durch die Seilsteifigkeit oder durch Kettenreibung kann als Zuschlag zur Last  $Q$  oder als Vergrösserung des Lastarms  $a$  in Rechnung gesetzt werden.

Es sei  $\xi_1$  die Vergrösserung, die für den Lastarm  $a$  anzunehmen ist, um die Seilsteifigkeit zu berücksichtigen, und  $\xi_2$  die entsprechende Vergrösserung des Lastarms, welche den Ersatz für den Einfluss der Kettenreibung bildet, so bestehen für den Gleichgewichtszustand der Rollen folgende Bedingungen:

für die feste Seilrolle

$$Pa = Q(a + \xi_1) + \text{Moment des Zapfenreibungswiderstandes} \quad . \quad 7.$$

für die feste Kettenrolle

$$Pa = Q(a + \xi_2) + \text{Moment des Zapfenreibungswiderstandes} \quad . \quad 7a.$$

Der Einfluss der Seilsteifigkeit ist nur durch Versuch festzustellen. Nach Coulomb wächst  $\xi_1$  für Hanfseile mit dem Quadrat des Seildurchmessers  $\delta$  und ist im übrigen wesentlich von der Herstellung des Seiles und der Gebrauchsdauer abhängig.

Für lose geschlagene Seile findet sich bei Angabe der Abmessungen  $a$  und  $\delta$  in Millimetern,

$$\xi_1 = 0,006 \delta^2 \text{ bis } 0,012 \delta^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8.$$

Für neue, festgeschlagene Seile ermittelt sich bisweilen sogar

$$\xi_1 \geq 0,018 \delta^2 \text{ *)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8a.$$

\*) Für Drahtseile liegen zur Zeit ausreichende Versuche zur Bestimmung der Seilsteifigkeit nicht vor. Der in verschiedene Handbücher — Taschenbuch der Hütte und

Der Widerstand der Kettenreibung entsteht durch Drehung der Kettenglieder gegeneinander an der An- und Ablaufstelle. Bezeichnet man den Winkel, den die Längsachsen zweier aufeinander folgender Glieder einer Kette miteinander bilden, nachdem sie sich an den Rollenumfang angelegt haben, mit  $\gamma$ , Fig. 3, so ist ersichtlich, dass die Achsen der beiden Glieder *A* und *B*, die in der gezeichneten Lage noch mit der geraden Richtung des Lasttrums zusammenfallen, sich um den Winkel  $\gamma$  auseinander drehen werden, wenn beim Umlauf der Rolle das Glied *B* in die augenblickliche Lage von *C* übergeführt wird. Bezeichnet man den Reibungskoeffizienten der Kettenglieder aneinander mit  $\mu_1$  und den Durchmesser des Ketteneisens mit  $\delta$ , so ist die mechanische Arbeit, die während der Drehung zweier Kettenglieder um den Winkel  $\gamma$  verrichtet wird,  $= \mu_1 Q \frac{\delta}{2} \gamma$ .

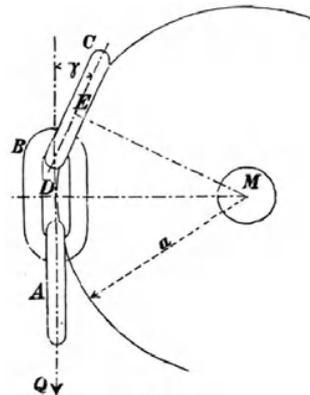


Fig. 3.

Zum Überwinden dieses Widerstandes muss eine treibende Kraft auf die Rolle wirken, deren Angriffspunkt in den Rollenumfang fallen möge, und deren Grösse unter dieser Voraussetzung mit *K* bezeichnet werden soll. Während sich die auflaufenden Kettenglieder um den Winkel  $\gamma$  gegeneinander drehen, rückt ein Umfangspunkt *D* der Rolle aus der Mitte des Kettengliedes *B* in den Mittelpunkt *E* des nächstfolgenden Gliedes und der Bogen *DE* ist demnach der Weg der Umfangskraft *K* während der Kettenreibung. Wir erhalten hiernach:

$$K \cdot \widehat{DE} = \mu_1 Q \frac{\delta}{2} \gamma.$$

Nun ist aber  $\angle DME = \angle \gamma$ , weil die Schenkel beider Winkel senkrecht zu einander stehen, folglich auch

$$Ka\gamma = \mu_1 Q \frac{\delta}{2} \gamma$$

$$\text{und } K = \frac{\mu_1 Q \delta}{2a} \dots \dots \dots \text{ 9.}$$

Da *K* und *Q* beide im Abstände *a* vom Rollenmittelpunkt angreifen, und Kraft und Widerstand in demselben Punkte gleich gross sind, kann man auch *K* als die Vergrößerung des Lastgewichts durch die Kettenreibung auffassen, und die Gleichung zeigt, dass der Widerstand der Reibung am Rollenumfang gemessen, unabhängig vom Drehwinkel der

Linke, Handbuch der Ingenieurwissenschaften, Leipzig 1890, Bd. IV, S. 27 — aus Grashof's Theoretischer Maschinenlehre, 1883, Bd. II. S. 319, übernommene Werth

$$\xi = 2 \left( 0,027 + 0,102 \frac{a}{Q} \right) \delta^2,$$

bezogen auf *a* und  $\delta$  in cm, entspricht nur einer ganz beschränkten Zahl von Versuchswerthen, welche Weisbach seiner Zeit ermittelt hat, und gestattet nicht die durch die Gleichung aufgestellte Verallgemeinerung der Beziehung zwischen  $\xi$  und  $\delta^2$  für beliebige andere Seile. Zahl und Dicke der Drähte, sowie die mannigfach verschiedene Gesamtherstellung der Seile, welche nicht nur in verschiedenen Fabriken, sondern in ein und derselben Drahtseilfabrik vielfachem Wechsel unterworfen ist, beeinflussen die Steifigkeit in weit höherem Grade, als der äussere Durchmesser des Seilquerschnitts. Im allgemeinen lässt sich nur betonen, dass der Steifigkeitswiderstand der Drahtseile, bei besonderer Rücksichtnahme auf die Verwendung für kleinere Rollen — Rollendurchmesser etwa gleich der 40fachen Drahtdicke —, so klein ausfällt, dass hieraus kein Nachtheil im Vergleich zur Verwendung von Ketten erwächst.

Kettenglieder erscheint, im übrigen in demselben Verhältniss, wie die Ketten-eisenstärke  $\delta$  wächst und umgekehrt proportional zum Rollenhalmesser ist. Vernachlässigt man den für die Kettenreibung verschwindend kleinen Einfluss des Spannungsunterschiedes im auf- und ablaufenden Trum, so ist der Widerstand der Reibung einer auf- und ablaufenden Kette  $= 2K$  zu setzen, und wir erhalten schliesslich als Moment des Widerstandes einer Kettenrolle für die Reibung im auf- und ablaufenden Trum, abgesehen von dem Moment der Zapfenreibung,

$$\left(Q + \frac{\mu_1 Q \delta}{a}\right) a = Q(a + \mu_1 \delta).$$

In dieser Form drückt sich der Einfluss der Kettenreibung als eine Vergrösserung des Lastarmes  $a$  um die Grösse  $\mu_1 \delta$  aus, und wir finden

$$\xi_2 = \mu_1 \delta \dots \dots \dots 10.$$

Mit Rücksicht auf die rohe Oberfläche der Kettenglieder ist für den Reibungskoeffizienten  $\mu_1$  ein entsprechend hoher Werth zu wählen. Wir setzen  $\mu_1 = 0,2$  bis  $0,3$ , je nachdem die Ketten geschmiert werden oder trocken laufen, und erhalten damit

$$\xi_2 = 0,2 \delta \text{ bis } 0,3 \delta \dots \dots \dots 11.$$

Für die Gall'sche Gelenkkette wird man keinen wesentlich günstigeren Werth, als für geschmierte Gliederketten annehmen können, denn wenn sie auch bei den sauber bearbeiteten Gelenkbolzenzapfen an sich eine geringere Zapfenreibung liefert, reiben sich doch andererseits auch die einzelnen Laschen in den Gelenken aneinander, und der Einfluss dieser Reibung kann sogar recht beträchtlich werden. Genauere Rechnungswerthe lassen sich hierfür nicht aufstellen, da die Laschenreibung von der mehr oder minder starken Nietklemmung abhängig ist und ausserdem durch einfallenden Schmutz zwischen den Platten sehr beeinflusst wird.

Bei der Benutzung der Formel 11 für die Gall'sche Kette ist unter  $\delta$  der Durchmesser der Gelenkbolzenzapfen zu verstehen.

Der Vergleich zwischen den Werthen  $\xi_1 = 0,006 \delta^2$  und  $\xi_2 = 0,2 \delta$  zeigt, dass für starke Hanfseildurchmesser der Einfluss der SeilstEIFigkeit wesentlich ungünstiger wird, als der Widerstand der Kettenreibung. Dies fällt um so mehr ins Gewicht, als die geringere Tragfähigkeit der Hanfseile, im Vergleich zu den Ketten, für ein und dieselbe Last einen bedeutend grösseren Seilquerschnitt erfordert. Für 1000 kg Last genügt eine Kette von 10 mm Eisenstärke, während ein Hanfseil hierfür 36 mm Durchmesser haben muss. Demnach ergibt sich bereits für eine solche mittlere Last  $\xi_1 = 0,006 \cdot 36^2 = 7,8$  mm, während  $\xi_2$  nur  $0,2 \cdot 10 = 2$  mm wird. Die Ketten bieten ausserdem den Vortheil grösserer Dauerhaftigkeit. Diese Vorzüge haben ihnen die ausgedehnteste Verwendung gesichert, bis die Fortschritte in der Herstellung biegsamer Drahtseile für kleine Rollen und Trommeln im letzten Jahrzehnt einen Umschwung zu Gunsten der Stahldrahtseile herbeiführten, der den Erfolg gehabt hat, die Ketten in vielen Fällen zu verdrängen. Mit wesentlich geringeren Anschaffungskosten verbinden sie den Vorzug, dass sie weniger Platz zum Aufwickeln erfordern, erheblich leichter ausfallen und sehr ruhig laufen. Demgegenüber verlangen sie freilich, trotz der verbesserten Biegsamkeit, noch immer grössere Trommeldurchmesser als Ketten, wenn ihre Lebensdauer nicht empfindlich verkürzt werden soll.

Bezeichnet man mit  $D$ , Fig. 4, den Zapfendruck einer Rolle, mit  $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten, mit  $r$  den Zapfenhalmmesser, so ist das Moment der Zapfenreibung  $= \mu r D$ . Der Zapfendruck  $D$  ist die Resultante der

Rollenumfangskräfte  $P$  und  $Q$ , und eine mathematisch genaue Bestimmung dieses Druckes setzt demnach die Kenntniss des Werthes von  $P$  voraus, der sich erst aus dem Gange der vorliegenden Untersuchungen über die Gesamtwiderstände der Rollenbewegung ergibt. Da nun aber die tatsächliche Vergrößerung von  $P$  über den Werth von  $Q$  durch die schädlichen Widerstände an sich verhältnissmässig gering ist, muss der Einfluss dieser Vergrößerung auf den Werth  $D$  der Resultante von  $P$  und  $Q$  erst recht unbedeutend sein, und erscheint schliesslich für den Reibungswiderstand  $\mu D$ , der hier nur in Betracht kommt, verschwindend klein. Es soll deshalb für die Zapfenreibung vorübergehend die Annahme gemacht werden, dass die Spannung  $P$  des Zugtrums gleich der Spannung  $Q$  des Lasttrums ist. Damit ergibt sich auch die Zapfenreibung der Seil- und Kettenrolle durch denselben Formelwerth. Unter dieser Voraussetzung stellt sich das Kräfteparallelogramm zur Bestimmung der Zapfendruckresultante als Rhombus dar, und wir erhalten für den Umschlingungswinkel  $\alpha$  der Rolle

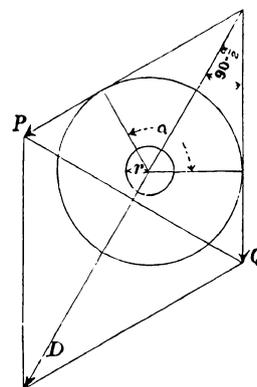


Fig. 4.

$$D = 2 Q \sin \frac{\alpha}{2}$$

Demnach das Moment der Zapfenreibung gleich

$$2 \mu Q r \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots 12.$$

Setzt man in die Gleichung 7 die Werthe aus den Gleichungen 8 und 12 ein, so wird für die Hanfseil-Leitrolle

$$P a = Q (a + 0,006 \delta^2) + 2 \mu Q r \sin \frac{\alpha}{2} \text{ bis } Q (a + 0,012 \delta^2) + 2 \mu Q r \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Bezeichnen wir das Verhältniss der Spannung des ablaufenden Seiltrums zur Spannung des auflaufenden, d. h. den Quotienten  $\frac{P}{Q}$  abkürzungsweise mit  $\kappa_1$ , so folgt:

für Hanfseilrollen

$$\kappa_1 = 1 + \frac{0,006 \delta^2}{a} + \frac{2 \mu r \sin \frac{\alpha}{2}}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0,012 \delta^2}{a} + \frac{2 \mu r \sin \frac{\alpha}{2}}{a} \dots 13.$$

Für parallele Seilrichtungen ist  $\alpha = 180^\circ$ ,  $\sin \frac{\alpha}{2}$  demnach = 1, und daher für diesen besonderen Fall

$$\kappa_1 = 1 + \frac{0,006 \delta^2}{a} + \frac{2 \mu r}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0,012 \delta^2}{a} + \frac{2 \mu r}{a} \dots 13a.$$

Ebenso ergibt sich aus Gleichung 7a durch Einsetzen der Werthe aus den Gleichungen 11 und 12, wenn man für das Verhältniss der Spannung  $P$  im ablaufenden Kettentrum zur Spannung  $Q$  im auflaufenden Trum die Bezeichnung  $\kappa_2$  einführt,

für Kettenrollen

$$\kappa_2 = 1 + \frac{0,2 \delta}{a} + \frac{2 \mu r \sin \frac{\alpha}{2}}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0,3 \delta}{a} + \frac{2 \mu r \sin \frac{\alpha}{2}}{a} \dots 14.$$

und für parallele Kettenrichtungen

$$\kappa_2 = 1 + \frac{0,2 \delta}{a} + \frac{2 \mu r}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0,3 \delta}{a} + \frac{2 \mu r}{a} \dots \dots \dots \mathbf{14a.}$$

Man wählt den Rollenhalbmesser  $a$  meist in einem bestimmten Verhältniss zur Seil- und Kettenstärke. Unter dieser Voraussetzung ergibt sich für alle verschiedenen Kettenstärken ein konstanter Werth für  $\kappa_2$ , während  $\kappa_1$  vom Durchmesser der Seile abhängig bleibt und mit dem Seildurchmesser wächst. Wählen wir, gewöhnlichen Ausführungen entsprechend,

$$\begin{aligned} \text{für Hanfseilrollen } a &= 4 \delta \text{ und } r = 0,4 \delta, \\ \text{für Kettenrollen } a &= 10 \delta \text{ und } r = 1,5 \delta, \end{aligned}$$

und setzen in beiden Fällen den Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,08$ , so folgt aus den obigen Grundwerthen bei halber Umfangsumspannung

$$\begin{aligned} \text{für Hanfseilrollen je nach der Grösse von } \xi_1 \\ \text{für } \delta = 20 \text{ mm } \quad \kappa_1 &= 1,05 \text{ bis } 1,08, \\ \text{für } \delta = 52 \text{ mm } \quad \kappa_1 &= 1,1 \text{ bis } 1,17; \end{aligned}$$

für Kettenrollen, je nachdem die Ketten trocken laufen oder eingefettet werden, unabhängig von der Ketteneisenstärke

$$\kappa_2 = 1,054 \text{ bis } 1,044.$$

Für zwei wenig verschiedene Stahldrahtseile, bezogen aus den St. Lorenz-Drahtseilwerken in Newcastle on Tyne — Filiale in Hamburg, Hansahaus —, welche für den hydraulischen Fahrstuhl- und Krahnbetrieb des Stuttgarter Lagerhauses Verwendung gefunden haben, ermittelte ich aus den Gesamtwiderständen der 6- und 10rolligen Flaschenzüge bei 600 mm Rollen- und 80 mm Zapfendurchmesser, unter voller Belastung mit 1000 kg für den Aufzug, sowie 1500 kg für den Krahn,

$$\kappa = 1,04.$$

Die Seile sind aus je 6 Litzen zu 24 Drähten von 0,9 und 1 mm Dicke mit Hanfseelen in den Litzen, sowie im Seilkern, und entgegengesetzter Windung der Drähte und der Litzen hergestellt. Ihr Durchmesser betrug 16 und 18 mm

Auf den gleichen Werth von  $\kappa$  führen auch die Wirkungsgrade, die in den Hamburger Freihafenspeichern mit Hakenwinden an 10 fachen Flaschenzügen mit Rollen von 600 mm Durchmesser gemessen sind. Die dort benutzten Seile von Felten & Guillaume bestehen aus 6 Litzen zu je 14 Drähten von 1 mm Dicke und 13,5 mm äusserem Gesamtdurchmesser. Die Drahtzahl und der Seildurchmesser sind also kleiner und hiernach die Seilsteifigkeit verhältnissmässig etwas grösser, wozu der Umstand beitragen kann, dass die Seile nur im Kern eine Hanfseele besitzen.

Für andere Seil- und Rollenverhältnisse sind die Werthe von  $\kappa$  erst durch weitere Versuche zu ermitteln.

Die Formeln und Werthe für  $\kappa_1$  und  $\kappa_2$  gelten, wie wir später sehen werden, auch für die lose Rolle.

Der Wirkungsgrad  $\eta$  der Leitrolle bestimmt sich durch den Quotienten  $\frac{P_0}{P}$ . Die ideelle Zugkraft  $P_0$  ist  $= Q$  und demnach

$$\text{für Leitrollen } \eta = \frac{1}{\kappa} \dots \dots \dots \mathbf{15.}$$

Mit den allgemeinen Werthen für  $\kappa_1$  und  $\kappa_2$  nach Gleichung 13 und 14 und den oben benutzten mittleren Beziehungen zwischen  $a$ ,  $r$  und  $\delta$  erhält man für halbe Rollenumspannung folgende Vergleichswerthe:

Tabelle für die Wirkungsgrade von Hanfseil- und Ketten-Leitrollen.

Seildurchmesser $\delta =$	16	26	36	46	52 mm	Ketten
$\eta =$	0,96 bis 0,94	0,95 bis 0,91	0,93 bis 0,89	0,92 bis 0,87	0,91 bis 0,85	0,96 bis 0,95

Da der Werth  $\kappa_2$  für verschiedene Ketteneisenstärken bei demselben Umspannungswinkel  $\alpha$  unveränderlich ist, muss auch der Wirkungsgrad  $\eta$  unabhängig von der Kettenstärke bleiben, vorausgesetzt, dass die Rollenabmessungen in einem festen Verhältniss zur Kettenstärke stehen. Die Veränderung der Umfangsumspannung hat unter sonst gleichen Verhältnissen einen verschwindend kleinen Einfluss auf den Wirkungsgrad, weil hierdurch nur der Zapfendruck und die Zapfenreibung etwas vermindert werden. Die verhältnissmässig hohen Wirkungsverluste der Leitrollen bei den üblichen kleinen Rollendurchmessern weisen darauf hin, dass in allen Fällen, in denen nicht die Raumbeschränkung massgebend ist, möglichst grosse Rollendurchmesser gewählt werden sollten, um höhere Gütegrade zu erzielen. Dies ist vorzüglich für lebhaft betriebene Aufzüge und Krähne zu beachten.

**b. Lose Rolle.**

Bei der losen Rolle sind die beiden Enden der Seil- oder Kettenschlinge, in der die Rolle hängt, stets parallel oder weichen wenigstens so unbedeutend von der parallelen Richtung ab, dass sie als parallel angesehen werden können. Im übrigen ist für die weitere Untersuchung zu unterscheiden zwischen den beiden verschiedenen Anwendungen der losen Rolle als Lastrolle und als Treibrolle.

**Lose Lastrolle.**

Die Anwendung der losen Rolle als Lastrolle setzt voraus, dass die treibende Kraft  $P$  auf das freie Seiltrum wirkt, Fig. 5, während die Last  $Q$  an der Rollenachse hängt. Es ist demnach hier der Zapfendruck  $= Q$  und ferner zur Berücksichtigung der SeilstEIFigkeit und Kettenreibung der Arm, an dem die Spannung des auflaufenden Trums wirkt,  $= a + \xi_1$ , oder für Kettenrollen  $= a + \xi_2$ , zu setzen. Bezeichnet man die Spannung in dem festgelegten Seiltrum der losen Rolle, das beim Anheben der Last auf den Rollenumfang aufläuft, mit  $S$ , so muss die Momentengleichung bestehen

$$Pa = S(a + \xi_1) + \mu Qr.$$

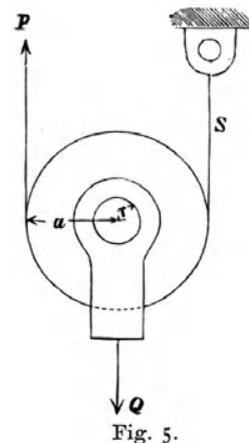
Es ist aber auch  $Q = P + S$ , d. h.  $S = Q - P$  und deshalb

$$Pa = Q(a + \xi_1) - P(a + \xi_1) + \mu Qr \quad \dots \quad 16.$$

Führen wir für das Verhältniss der Spannung im ablaufenden Seiltrum zur Rollenachsenbelastung abkürzungsweise die Bezeichnung  $\lambda_1$  ein, so folgt aus der vorstehenden Gleichung

$$\lambda_1 = \frac{P}{Q} = \frac{a + \xi_1 + \mu r}{2a + \xi_1} \quad \dots \quad 17.$$

Die ideelle Zugkraft  $P_0$  ist für die lose Rolle  $= \frac{Q}{2}$ , also der Gütegrad der losen Seilrolle



$$\eta = \frac{1}{2\lambda_1} = \frac{a + \frac{\xi_1}{2}}{a + \xi_1 + \mu r} \dots \dots \dots 18.$$

oder, da sich der Ziffernwerth des wenig von 1 verschiedenen Bruches durch Subtraktion von  $\frac{1}{2} \xi_1$  in Zähler und Nenner in den ersten Decimalen nicht ändert, auch

$$\eta = \frac{a}{a + \frac{\xi_1}{2} + \mu r} \dots \dots \dots 18a.$$

Für die lose Kettenrolle vertauscht sich der Werth von  $\xi_1$ , Gleichung 8, mit dem von  $\xi_2$ , aus Gleichung 11.

Wählt man für die losen Rollen die oben für die Leitrollen aufgestellten Abmessungen, so ergeben sich nachstehende Werthe:

Tabelle für Wirkungsgrade loser Rollen.

Grundwerthe für Hanfseilrollen:

$$\eta = \frac{a + 0,006 \delta^2}{a + 0,012 \delta^2 + \mu r} \text{ bis } \frac{a + 0,003 \delta^2}{a + 0,006 \delta^2 + \mu r}; a = 4 \delta, r = 0,4 \delta, \mu = 0,08 \dots 19.$$

Grundwerthe für Kettenrollen:

$$\eta = \frac{a + 0,1 \delta}{a + 0,2 \delta + \mu r} \text{ bis } \frac{a + 0,15 \delta}{a + 0,3 \delta + \mu r}; a = 10 \delta, r = 1,5 \delta, \mu = 0,08 \dots 20.$$

Seildurchmesser $\delta =$	16	26	36	46	52 mm
$\eta =$	0,97 bis 0,98	0,96 bis 0,97	0,94 bis 0,97	0,93 bis 0,96	0,93 bis 0,96

Für Ketten von beliebiger Eisenstärke erhält man

$$\eta = 0,97 \text{ bis } 0,98.$$

Lose Treibrolle.

Die Anwendung der losen Rolle als Treibrolle setzt voraus, dass, Fig. 6, der Antrieb  $P$  auf das Zapfenlager der Rolle wirkt, während die Last am freien Seiltrum hängt. Hierbei läuft das Lasttrum auf die Rolle auf und auf der entgegengesetzten Seite in der Richtung des stehenden Trums ab. Somit sind für diesen Fall die Widerstände der Seilsteifigkeit und der Kettenreibung, als Zuschlag für den Angriffarm der Last in Rechnung zu setzen.

Wir erhalten mit der Spannung  $S$  im festgelegten Trum für die Seilrolle

$$Sa = Q(a + \xi_1) + \mu Pr,$$

ferner

$$S + Q = P, \text{ d. i. } S = P - Q,$$

demnach

$$Pa - Qa = Q(a + \xi_1) + \mu Pr.$$

Bezeichnen wir das Verhältniss der treibenden Kraft  $P$  zur Last  $Q$  mit  $\nu_1$ , so ist für die lose Seilrolle als Treibrolle

$$\nu_1 = \frac{2a + \xi_1}{a - \mu r} \dots \dots \dots 21.$$

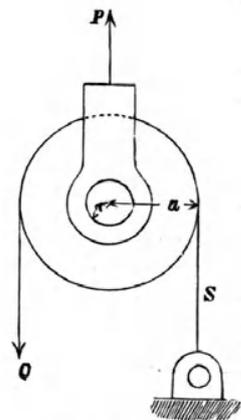


Fig. 6.

und ihr Wirkungsgrad, da  $P_0 = 2Q$  und  $\eta = \frac{P_0}{P}$ ,

$$\eta = \frac{2}{r_1} = \frac{2(a - \mu r)}{2a + \xi_1}$$

$$\eta = \frac{a - \mu r}{a + \frac{\xi_1}{2}} \dots \dots \dots \mathbf{22.}$$

Addirt man im Zähler und Nenner die kleine Grösse  $\mu r$ , so bleibt auch hier der Ziffernwerth des echten Bruchs, wie früher bei der abgeänderten Schreibweise der Gleichung 18, in den ersten Decimalstellen unverändert und man erhält, übereinstimmend mit dem Wirkungsgrad der losen Lastrolle, Gl. 18a, für die lose Treibrolle

$$\eta = \frac{a}{a + \frac{\xi_1}{2} + \mu r} \dots \dots \dots \mathbf{22a.)*}$$

Für die lose Kettenrolle ist nur der Werth von  $\xi_1$ , Gleichung 8, mit dem von  $\xi_2$  aus Gleichung 11 zu vertauschen, und somit der Wirkungsgrad der losen Kettenrolle als Treibrolle

$$\eta = \frac{a - \mu r}{a + 0,1 \delta} \quad \text{oder} \quad \frac{a}{a + 0,1 \delta + \mu r} \dots \dots \dots \mathbf{23.}$$

Das Verhältniss  $\alpha$  der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden bestimmt sich für lose Rollen aus den Gleichungen 13 und 14, wie für feste Rollen, weil hierauf die feste Lagerung der Achse oder ihre auf- und absteigende Bewegung keinen Einfluss hat.

## 2. Seile und Ketten.

Die Ausführung der Rollen ist davon abhängig, ob sie für Seile oder für Ketten benutzt werden sollen. Als gemeinsamer Gesichtspunkt ist festzuhalten, dass entgegengesetzte Biegungen im Seil- oder Kettenlauf durch geeignete Lage der Rollen zu einander möglichst zu vermeiden sind. Wo diese Rücksicht nicht aufrecht erhalten werden kann, muss durch reichlichere Abmessungen, als sonst erforderlich sind, ausreichender Schutz gegen die nachtheiligen Einflüsse angestrebt werden. Ebenso erfordern auch wiederholte Biegungen nach derselben Richtung zum Schonen der Ketten und Seile vor allem grössere Rollendurchmesser, als für einmalige Ablenkung.

Drahtseile sind stets so aufzulegen, dass ihr Biegungssinn mit dem ihrer Herstellungswicklung übereinstimmt, d. h. mit der Krümmungsrichtung, in welcher die aufgerollten Seile von der Seilfabrik abgeliefert werden.

### a. Seile.

Lastseile werden entweder aus Hanf oder aus Draht hergestellt. Für die gewöhnlichen Seilrollenzüge mit Handbetrieb finden fast nur Hanfseile Verwendung, während Rollenzüge zur Hubübersetzung von Treibkolben in hydraulischen Betrieben früher mit Ketten, jetzt vorzugsweise mit Drahtseilen ausgerüstet sind. — Riemer hat zuerst Drahtseile statt Ketten bei schweren Krane mit Flaschenzugvorgelege benutzt. Hanfseile sind für die letztgenannten Zwecke, wegen ihrer geringen Tragfähigkeit und der

\*) Für Drahtseile fehlen, wie schon S. 10, Fussnote, angegeben, zur Zeit noch genügend zuverlässige Ermittlungen von  $\xi$  für verschiedenartige Seilkonstruktionen und verschiedene Rollengrössen. Einige Anhaltswerthe siehe S. 14.

Wirkungsverluste bei starken Durchmessern, entweder unzureichend oder wenigstens unvortheilhaft.

Die schnelle Verbreitung der Drahtseile als Ersatz für Ketten hat ihren Grund vor allem in dem geringeren Preis und Eigengewicht der Seile, dem vollkommen ruhigen Lauf für schnellarbeitende Hebezeuge und der leichteren Überwachung in bezug auf die Tragfähigkeit, weil die Seile meist schon lange vor einer ernstlichen Bruchgefahr durch einzelne Drahtbrüche stachelig werden. Andererseits verlangen die Drahtseile zur Schonung etwas grössere Trommeldurchmesser als Ketten und deshalb stärkere Übersetzungen in den Vorgelegen oder entsprechend kräftigere Motoren. Soweit der Platzbedarf allein in Frage kommt, wird der grössere Trommeldurchmesser reichlich durch die geringere Wickelbreite aufgewogen.

Im Giessereibetrieb schützt man die Seile gegen die nachtheilige Einwirkung der Hitze durch Ummanteln der Krahnhakenflasche mit Blech. Selbst in den ungünstigen Verhältnissen, unter denen die Ladekranne in Häfen arbeiten, wo die gewöhnlichen Seile häufig eine ziemlich starke Neigung zeigen, sich mit den freischwebenden Lasten zu drehen, und der Verschleiss durch Scheuern an den Schiffslukenkanten lebhaft ist, überwiegen die sonstigen Vorzüge die Nachteile. Am dauerhaftesten sind die von einzelnen Fabriken sehr biegsam hergestellten Seile mit gewöhnlichem Trossen- oder Kreuzschlag, in denen Drähte und Litzen entgegengesetzt gewunden sind. Die mehrfach für kleine Trommeldurchmesser empfohlenen, sogenannten Kabelseile sind meist nicht biegsamer, als gute gewöhnliche Seile geeigneter Konstruktion, und gehen schnell zu Grunde, weil ihre Auflagerung wesentlich ungünstiger ist, und zwischen den einzelnen Drähten, wie in den Trommel- und Rollenrillen scharfe Quetschungen auftreten.\*)

Hanfseile werden zum Schutz gegen Feuchtigkeit mit Carbolineum getränkt oder getheert. Durch Theeren verlieren sie, unter gleichzeitiger Gewichtszunahme, an Festigkeit und Biegsamkeit.

#### Hanfseile von Felten & Guilleaume in Köln.

##### Runde Hanfseile, ungetheert,

aus Ia. Bad. Schleishanf      aus Ia. Russ. Reinhanf

Durchmesser in mm	1 m Seil wiegt kg	Arbeitslast = $\frac{1}{8}$ der Bruchbelastung	1 m Seil wiegt kg	Arbeitslast = $\frac{1}{8}$ der Bruchbelastung
16	0,21	230	0,20	200
18	0,27	290	0,26	254
20	0,32	350	0,31	314
23	0,37	470	0,36	416
26	0,53	600	0,51	531
29	0,64	740	0,62	660
33	0,80	960	0,78	855
36	0,96	1145	0,93	1017
39	1,06	1340	1,03	1194
46	1,55	1870	1,50	1661
52	2,03	2390	1,97	2122

Im Mittel darf für die Seilstärke  $\delta$  und die Last  $Q$  gesetzt werden

$$\delta \text{ cm} = \frac{1}{9} \sqrt{Q} \dots \dots \dots 24.$$

\*) Die Kabelseile werden aus einzelnen Hilfseilen zusammengedreht, die sich weniger vollkommen, als die Litzen im einzelnen Seil, ineinander schmiegen und auch in der äusseren Form stark von der eines Cylinders abweichen, also nur in wenigen Punkten aufliegen.

Wählt man den Rollenhalmesser  $a < 5 \delta$ , so erleiden die Seile schnellen Verschleiss, wenn man die Belastung nicht beschränkt. Mit Rücksicht hierauf empfiehlt sich für  $a = 3,5 \delta$  bis  $5 \delta$

$$\delta \text{ cm} = \frac{1}{8} \sqrt{Q} \dots \dots \dots 25.$$

Galvanisirte Krahn- und Aufzugdrahtseile aus Patent-Pflugstahldraht der Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vormals Ferdinand Wolff, in Neckarau-Mannheim.

Biegsam					Besonders biegsam					Ganz besonders biegsam					
114 Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele					144 u. 42 dünnere Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele					222 Drähte, 6 Litzen, 1 Hanfseele					
Seildurchmesser	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Zulässiger Aufwicklungs-Durchmesser	Seildurchmesser	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Zulässiger Aufwicklungs-Durchmesser	Seildurchmesser	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Zulässiger Aufwicklungs-Durchmesser	
mm	kg	mm	kg ca.	mm	mm	kg	mm	kg ca.	mm	mm	kg	mm	kg ca.	mm	
8	0,25	0,55	4 300	120	8	0,25	0,45	0,29	4 300	110	8	0,25	0,35	4 300	100
9	0,30	0,60	5 400	130	9	0,30	0,50	0,33	5 400	120	9	0,30	0,40	5 400	110
10	0,40	0,65	6 600	140	10	0,40	0,55	0,36	6 600	130	10	0,40	0,45	6 600	120
11	0,45	0,75	8 100	150	11	0,45	0,60	0,40	8 100	140	11	0,45	0,50	8 100	130
12	0,50	0,80	9 700	165	12	0,50	0,65	0,45	9 700	150	12	0,50	0,55	9 700	140
13	0,60	0,85	11 900	195	13	0,60	0,70	0,48	11 900	165	13	0,60	0,60	11 900	150
14	0,70	0,95	13 000	215	14	0,70	0,80	0,52	13 000	180	14	0,70	0,65	13 000	160
15	0,80	1,00	15 000	245	15	0,80	0,85	0,55	15 000	195	15	0,80	0,70	15 000	170
16	0,95	1,05	17 000	275	16	0,95	0,90	0,60	17 000	210	16	0,95	0,75	17 000	180
17	1,05	1,15	19 300	300	17	1,05	0,95	0,62	19 300	230	17	1,05	0,80	19 300	190
18	1,20	1,20	21 600	330	18	1,20	1,00	0,65	21 600	250	18	1,20	0,85	21 600	200
19	1,30	1,25	23 900	360	19	1,30	1,05	0,70	23 900	265	19	1,30	0,90	23 900	215
20	1,45	1,35	26 400	400	20	1,45	1,10	0,75	26 400	280	20	1,45	0,95	26 400	230
21	1,60	1,40	29 500	430	21	1,60	1,15	0,77	29 500	290	21	1,60	1,00	29 500	250
22	1,80	1,45	32 000	460	22	1,80	1,20	0,80	32 000	300	22	1,80	1,05	32 000	270
23	1,95	1,55	35 000	500	23	1,95	1,25	0,85	35 000	330	23	1,95	1,10	35 000	300
24	2,10	1,60	38 600	540	24	2,10	1,35	0,90	38 600	360	24	2,10	1,15	38 600	330
26	2,45	1,70	44 700	610	26	2,45	1,45	0,95	44 700	420	26	2,45	1,25	44 700	360
28	2,85	1,85	51 800	700	28	2,85	1,55	1,05	51 800	480	28	2,85	1,35	51 800	390
30	3,30	2,10	60 000	780	30	3,30	1,65	1,10	60 000	550	30	3,30	1,40	60 000	420
32	3,70	2,15	68 100	880	32	3,70	1,80	1,20	68 100	630	32	3,70	1,50	68 100	460
34	4,20	2,25	76 200	980	34	4,20	1,90	1,25	76 200	720	34	4,20	1,60	76 200	520
36	4,70	2,40	86 300	1100	36	4,70	2,00	1,35	86 300	800	36	4,70	1,70	86 300	590
38	5,20	2,55	95 500	1200	38	5,20	2,10	1,40	95 500	900	38	5,20	2,80	95 500	660
40	5,85	2,65	106 700	1300	40	5,85	2,20	1,50	106 700	1000	40	5,85	1,90	106 700	750

Die Mannheimer Seile zeigen grosse Übereinstimmung mit den rühmlichst bekannten englischen Fabrikaten der St. Lorenz Drahtseilwerke von Th. & W. Smith in Newcastle on Tyne, die durch das Zweigggeschäft der Firma in Hamburg, Hansahaus, in Deutschland vielfach verbreitet sind. Sie erreichen dieselben an Biegsamkeit und Festigkeit. Die Seile aus Pflugstahldraht haben 20000 kg/qcm Zerreiissfestigkeit, die aus Patentriegelstahlgussstahl gefertigten, Tabelle S. 20, ~ 14000 kg/qcm Drahtquerschnitt.

Von der lästigen und nicht ungefährlichen Eigenschaft der Rundseile, sich mit frei schwebender Last meist zu drehen, ist die patentirte Konstruktion der quadratisch geflochtenen Seile von Bek frei, die in den weiter

unten zusammengestellten Ausführungen von der Aktiengesellschaft für Seilindustrie in Mannheim zu beziehen sind. \*)

Galvanisirte Krahn- und Aufzugdrahtseile aus Patent-Tiegelgussstahldraht der Aktiengesellschaft für Seilindustrie, vormals Ferdinand Wolff, in Neckarau-Mannheim.

Biagsam					Besonders biegsam					Ganz besonders biegsam				
72 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen					144 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen					180 Drähte, 6 Litzen, 7 Hanfseelen				
Seildurchmesser	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Zulässiger Aufwickelungs-Durchmesser	Seildurchmesser	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Zulässiger Aufwickelungs-Durchmesser	Seildurchmesser	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit	Zulässiger Aufwickelungs-Durchmesser
mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm	mm	kg ca.	mm	kg ca.	mm
8	0,18	0,55	2 100	100	8	0,22	0,45	3 000	90	8	0,20	0,40	2 700	80
10	0,25	0,65	3 300	125	10	0,35	0,55	4 600	110	10	0,35	0,45	4 200	100
12	0,40	0,80	4 800	150	12	0,50	0,65	6 600	135	12	0,45	0,55	6 000	120
14	0,50	0,95	6 500	180	14	0,70	0,80	9 000	165	14	0,65	0,65	8 200	140
16	0,65	1,05	8 500	200	16	0,90	0,90	11 900	195	16	0,85	0,75	10 700	160
18	0,85	1,20	10 700	225	18	1,15	1,00	14 900	230	18	1,05	0,85	13 500	180
20	1,00	1,35	13 200	250	20	1,40	1,10	18 500	250	20	1,30	0,95	16 700	200
22	1,25	1,45	16 000	290	22	1,70	1,20	22 400	270	22	1,55	1,05	20 100	230
24	1,50	1,60	19 100	350	24	2,00	1,35	26 600	295	24	1,85	1,15	23 900	260
26	1,75	1,70	22 400	400	26	2,35	1,45	31 200	320	26	2,20	1,25	28 000	290
28	2,00	1,85	25 900	450	28	2,75	1,55	36 000	350	28	2,55	1,35	32 500	320
30	2,30	2,00	29 700	520	30	3,15	1,65	41 600	390	30	2,90	1,40	37 600	350
32	2,65	2,10	33 800	600	32	3,60	1,80	47 000	430	32	3,30	1,50	42 700	380
34	3,00	2,25	38 100	675	34	4,00	1,90	53 000	480	34	3,70	1,60	48 200	420
36	3,35	2,40	42 700	750	36	4,50	2,00	60 000	530	36	4,20	1,70	53 900	460
38	3,75	2,50	47 800	850	38	5,00	2,10	66 500	580	38	4,65	1,80	60 000	500
40	4,10	2,65	52 800	1000	40	5,60	2,20	74 100	650	40	5,20	1,90	66 000	550

Geflochtene Quadratseile „Patent Bek“ aus Patent-Guss- und Pflugstahldraht für Krahn.

Seilstärke	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit		Zulässiger Aufwickelungs-Durchmesser	Seilstärke	Gewicht für das Meter	Drahtstärke	Bruchfestigkeit		Zulässiger Aufwickelungs-Durchmesser
			Gussstahl	Pflugstahl					Gussstahl	Pflugstahl	
mm	kg	mm	kg	kg	mm	mm	kg	mm	kg	kg	mm
Konstruktion: 8 Litzen à 19 Drähte											
12	0,55	0,70	6 400	9 300	350	12,5	0,55	0,6	6 600	9 500	300
14	0,70	0,80	8 500	12 500	400	15	0,75	0,7	9 000	13 000	350
16	0,90	0,90	11 000	16 000	450	17	1,00	0,8	12 000	17 500	400
18	1,10	1,00	14 000	20 500	500	19	1,25	0,9	15 300	22 000	450
20	1,45	1,15	17 000	25 000	550	21	1,55	1,0	19 000	27 500	500
22	1,65	1,25	20 500	30 500	600	23	1,90	1,1	22 700	33 000	550
24	1,95	1,35	24 000	35 500	650	25	2,25	1,2	27 000	39 000	600
26	2,45	1,50	30 000	44 500	750	28	2,60	1,3	31 700	45 500	650
28	2,80	1,60	34 000	51 000	800	30	3,05	1,4	36 700	53 000	700
30	3,20	1,70	38 500	57 000	850	32	3,50	1,5	42 200	61 800	750
						34	4,00	1,6	48 000	69 000	800
Konstruktion: 8 Litzen à 27 Drähte											

\*) Über die geeignetste Rillenform der Rollen und Trommeln für die Quadratseile gehen die Ansichten auseinander. Am besten scheinen sich flache Kreisbogenprofile zu bewähren und eine Seilführung, bei der sich das Seil mit einer Seite, nicht über Eck, in die Rille einlegt.

	Seilstärke mm	Gewicht für das Meter kg	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg		Zulässiger Aufwicklungs- Durchmesser mm	Seilstärke mm	Gewicht für das Meter kg	Anzahl der Drähte	Drahtstärke mm	Bruchfestigkeit kg		Zulässiger Aufwicklungs- Durchmesser mm	
				Gussstahl	Pflugstahl						Gussstahl	Pflugstahl		
Konstruktion: 8 Litzen à 37 Drähte	12	0,53	0,50	6 500	9 500	250	16	0,70	392	0,50	8 700	12 800	250	
	13,5	0,65	0,55	7 800	11 500	275	17,5	0,85	392	0,55	10 300	15 000	275	
	15	0,80	0,60	9 500	14 000	300	19	1,05	392	0,60	12 000	17 500	300	
	17	1,10	0,70	13 000	19 000	350	22	1,40	392	0,70	16 300	24 000	350	
	20	1,40	0,80	17 000	25 000	400	25	1,80	392	0,80	21 600	32 000	400	
	22	1,80	0,90	22 000	32 500	450	28,5	2,30	392	0,90	27 500	40 500	500	
	24	2,20	1,00	27 000	40 000	500	30	2,40	672	0,70	28 000	41 700	400	
	27	2,65	1,10	33 000	48 000	550	32	2,75	1064	0,60	32 500	48 000	350	
	30	3,10	1,20	39 000	57 000	600	34	3,10	672	0,80	37 000	55 000	450	
	32	3,60	1,30	44 000	65 000	650	37	3,75	1064	0,70	44 200	65 500	450	
	34	4,25	1,40	50 500	74 500	700	42	4,90	1064	0,80	58 000	86 000	550	
							Kabelschlag							

Bei der Verwendung quadratischer Seile ist zu berücksichtigen, dass sie bei staubigem Ladegut durch das Eindringen kleiner Körner zwischen das verhältnissmässig lose Geflecht eine wesentlich geringere Lebensdauer, als Rundseile besitzen. Ferner nehmen sie im Freien bei Regen ziemlich viel Wasser auf, das beim Auflaufen der Seile auf die Windentrommel herausgepresst wird, und in den Krahnhäuschen unter Umständen besondere Sammelgefässe und Ableitungen nothwendig macht, um die Umgebung der Winde trocken zu halten.

Aus den Tabellen geht hervor, dass die Biegsamkeit aller Drahtseile, der runden, wie der quadratischen, viel mehr von der Drahtdicke, als vom Durchmesser des ganzen Seiles abhängt.

Zur Schonung der Seile ist der Rollen- oder Trommeldurchmesser  $D$  im Verhältniss zur Drahtdicke  $\delta$  womöglich

$$D \geq 500 \delta \dots \dots \dots 26.$$

zu wählen, mit der Massgabe, dass für gleiche Werthe von  $\delta$  bei grösserer Drahtzahl, also abgesehen von den Hanfeinlagen, bei grösserem Seildurchmesser,  $D$  über den unteren Grenzwert zu steigern ist. Für stark benutzte Seile sind dementsprechend die Rollendurchmesser wesentlich grösser anzunehmen, als die kleinsten Aufwickeldurchmesser in den vorstehenden Tabellen. Bei geringer Zahl aufeinanderfolgender Seilbiegungen und mehr oder minder beschränktem Betrieb ist als Mittelwerth, je nach der Drahtzahl bei gleicher Drahtdicke, womöglich

$$D \geq 400 \delta \dots \dots \dots 26a.$$

festzuhalten.\*) In jedem Fall hat man sich zu vergegenwärtigen, dass mit weiterer Verkleinerung von  $D$ , unter sonst gleichen Verhältnissen, der Verschleiss wächst und die zulässige Belastung abnimmt, und dass ferner die Wahl besonders feiner Drähte zur Beschränkung von  $D$  auch nur auf Kosten der Lebensdauer des Seiles möglich ist, weil schwache Drähte durch Verschleiss schneller ganz zerstört werden, als stärkere. Hiernach sind  $D$  und  $\delta$  so gross zu wählen, wie es die übrigen Rücksichten irgend gestatten. Für die Güte des Materials ist vor allem die Zahl der Biegungen massgebend, welche der Draht aushält, wenn man ihn über eine runde Kante von 5 mm Halbmesser abwechselnd nach rechts und links, je um

\*) Eingehendere Angaben siehe Hrabák, Die Drahtseile, Berlin 1902, S. 142 u. f., sowie Auszüge aus diesem Buch in Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 424, Fussnote.

90° aus der Mittellage hin- und herbiegt. Beginnende Seilzerstörungen machen sich durch starke Dehnungen und bei Kreuzschlag durch Auspringen einzelner Drähte bemerkbar. Zum Schutz gegen Rosten werden die Seile verzinkt und im Betrieb mit Leinöl getränkt, das ausserdem die Reibung der Drähte aneinander vortheilhaft vermindert.

Für Fahrstuhlauzüge werden von Th. & W. Smith in Hamburg die schon vom Erfinder der Drahtseile, Bergrath Albert in Clausthal a. Harz, 1834 mit sogenanntem Längschlag, d. h. gleichgerichteter Draht- und Litzenwindung ausgeführten Seile, welche in England als Lang's Patent wieder aufgetaucht sind, empfohlen, weil sie sich durch ganz besonders günstige Auflageflächen und deshalb durch grössere Lebensdauer bei gesteigerter Biegsamkeit auszeichnen sollen. Versuche haben indess ergeben, dass die Vortheile verloren gehen, wenn mehr als 19 Drähte in einer Litze vereinigt werden.

Die besonders starke Neigung der Albert-Seile, sich aufzudrehen, schliesst ihre Verwendung für frei schwebende Lasten ohne Führung aus.

Die Materialanstrengung im Drahtseil lässt sich wegen der gleichzeitigen Zug-, Dreh- und Biegungsspannungen, zu denen noch der Einfluss der gegenseitigen Pressung der Drähte und ihrer Reibung tritt, bei der verwickelten Gesamtanordnung nicht zuverlässig ermitteln und würde ausserdem für jedes anders gebildete Seil neue Rechnungen bedingen. Wesentlich ist aber der Gesichtspunkt, dass sich unter sonst gleichen Verhältnissen die Gesamtanstrengung unzweifelhaft mit abnehmendem Rollen- oder Trommeldurchmesser steigert, und stärkere Drähte hierbei grössere Biegungsspannungen erleiden, als schwächere.

Bezeichnet  $S$  die Zugbelastung der geraden Seilstrecke,

$\delta$  die Drahtdicke in cm,

$i$  die Drahtzahl,

$D$  den Rollen- oder Trommeldurchmesser in cm,

so ist nach Bach die Bedingung zu erfüllen

$$\frac{S}{i\pi\delta^2} + \left(\frac{3}{8} \cdot 2150000\right) \frac{\delta}{D} \leq k_z \text{ bis } \frac{S}{i\pi\delta^2} + \left(\frac{1}{4} \cdot 2150000\right) \frac{\delta}{D} \leq k_z \quad . \quad 27.^*)$$

wo der letzte Werth für besonders biegsame Seile gilt und  $k_z$  die zulässige Materialanstrengung in kg/qcm ist. Für Gussstahldrahtseile von 12000 bis 13500 kg/qcm Zerreiissfestigkeit der einzelnen Drähte finden sich Ausführungen mit mehrjähriger Betriebsdauer, bei denen sich nach der vorstehenden Beziehung  $k_z = 3000$  kg/qcm ermittelt.

Für Personenaufzüge ist  $k_z \leq 2000$  zu halten und möglichst zähes Material von höchstens 14000 kg/qcm Bruchfestigkeit zu verwenden. Für Krahe und Aufzüge, die nur tote Lasten fördern, gestattet man  $k_z$  bis 3500 kg/qcm bei seltener Vollbelastung. Das erste Glied der Gleichung 27, die reine Zugbelastung, soll bei Aufzügen, mit denen Personen fahren, ein Zehntel der rechnungsmässigen Bruchzugfestigkeit der Summe der Drahtquerschnitte nicht überschreiten. Die schliessliche Entscheidung über die Wahl eines bestimmten Seiles ist nach Massgabe der Seiltabellen, im Hinblick auf die in den Ausführungen vorliegenden Werthe von  $i$ , nöthigenfalls unter entsprechender Abänderung der ursprünglichen Annahmen für  $\delta$  zu treffen, wobei im Auge zu behalten ist, dass für Seile, welche lebhaften Verschleiss erwarten lassen,  $\delta$  nicht zu schwach gewählt wird. Schnellfahrende elektrische Aufzüge verlangen möglichst grosse Leitrollen und reichliche Trommeldurchmesser, sowie vorsichtige Beschränkung der Werthe von  $k_z$  für die Kabinen- und Gegengewichtseile, weil in der sehr kurzen

\*) Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 607 u. f.

Bremsperiode der Elektromotoren die Belastung durch die Massenenergie die ruhende Last meist um ein Vielfaches übersteigt und das unveränderliche Gegengewicht grösser ist als die mittlere Belastung der Kabinenseile.

Die Zerstörung der Seile beginnt stets auf der Laufseite und wird vorzugsweise durch Verquetschen des Materials in den zerstreuten Auflagerpunkten der gewundenen Drähte auf den harten Trommeln oder Rollen eingeleitet. Hiernach erscheinen Versuche angezeigt, die Lebensdauer der Seile durch Vergrössern der Auflagerflächen zu verlängern, indem man entweder Leder oder Holzfutter anwendet, in das sich die Drähte eindrücken, oder die Rollenrillen für denselben Zweck mit billigen, weichen Metalllegierungen ausgiesst.

Die Seilenden sind zur Aufnahme der Last oder zur Befestigung am Maschinengerüst in Schleifenform umzubiegen und, wie aus Fig. 1 Taf. 7 ersichtlich, durch eine herzförmige Blechkausche, die sich dem inneren Seilumfang anschmiegt, zu schützen. Den Schleifenschluss pflegt man durch zwei Seilklemmen herzustellen und die zusammengepressten Seilstrecken, die möglichst lang zu wählen sind — etwa  $\geq 400$  mm — in der ganzen Ausdehnung der Verbindung fest mit Draht zu umwickeln. Um Klemmen ganz zu vermeiden, kann man auch das zu befestigende Seilende auflösen, die einzelnen freien Drahtenden hakenförmig umbiegen und den so gebildeten Wulst in eine kegelförmige Ausbohrung stecken, die mit Blei ausgegossen wird. Vergl. die Fahrstuhlaufhängung von Stigler, Taf. 14, Fig. 4.

### b. Ketten.

Alle Lastketten bestehen aus einzelnen zusammenhängenden Gliedern, die entweder aus Rundeisen gebildet und in ovaler Form durch Schweissung geschlossen sind oder durch eine Verbindung von Blechlaschen mit Gelenkbolzen hergestellt werden.

Ketten der ersteren Art werden kurzweg Gliederketten genannt, während man die Ketten mit Laschengliedern als Laschenketten oder nach ihrem Erfinder als Gall'sche Gelenkketten bezeichnet.

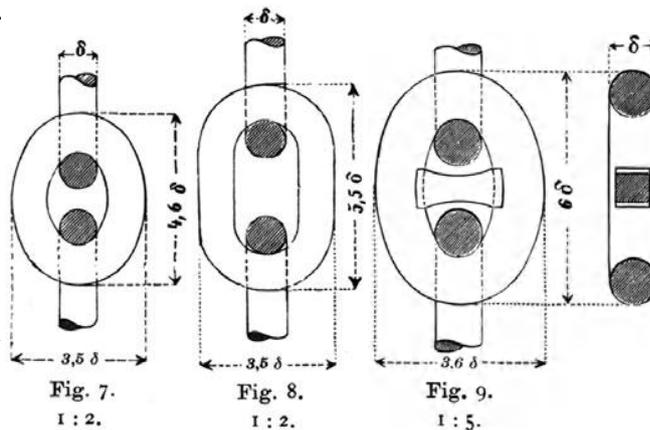
Die Gliederketten werden in drei verschiedenen Formen ausgeführt, mit kurzen Gliedern, Fig. 7, mit langen Gliedern, Fig. 8,

und mit langen Gliedern und eingesetztem Steg, Fig. 9. Zum Unterschiede von den Stegketten bezeichnet man die einfachen Gliederketten als offene Ketten.

Die langgliedrige oder weite Ringkette, auch deutsche Kette genannt, ist jetzt fast ganz durch die kurzgliedrige englische Kette verdrängt, welche zwar theurer ausfällt, aber beweglicher ist und auf den Rollenumfängen weniger durch Querbiegung beansprucht wird.

Die Stegketten sind durch die Querabsteifung der einzelnen Glieder widerstandsfähiger, als die offenen Ketten, werden aber hauptsächlich nur als Ankerketten verwendet.

Die mittleren Abmessungen der verschiedenen Gliederketten sind aus den Figuren ersichtlich, doch ist ausdrücklich zu bemerken, dass die hier



angegebenen Masse keineswegs ganz allgemein innegehalten werden, und dass vor allem Ketten englischen Ursprungs, die noch vielfach den deutschen vorgezogen werden, mehr oder minder hiervon abweichen.\*) Andererseits liefern sämtliche Kettenfabriken auf Bestellung besonders vorgeschriebene Gliedformen.

Zum Aufzeichnen der Kettenovale kann folgendes Verfahren benutzt werden: Man ziehe die Halbachsen  $CA$  und  $CB$ , Fig. 10, der Kettengliedmittellinie, trage auf  $AB$  von  $A$  aus die Differenz der Halbachsen  $BC - AC = AE$  ab und halbiere die Strecke  $BE$  in  $D$ , so schneidet ein Loth in  $D$  auf  $AB$  die Richtungen der Halbachsen in den Mittelpunkten  $M_1$  und  $M$  der Kreisbogen, aus denen sich ein Quadrant der Mittellinienkrümmung mit den Radien  $MA$  und  $M_1B$  zusammensetzen lässt.

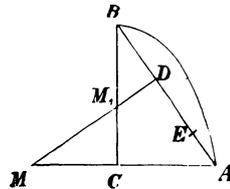


Fig. 10.

Sogenannte kalibrierte Ketten mit genau gleichlangen Gliedern können nur durch nachträgliches Strecken oder Stauchen der geschweissten Glieder auf den erforderlichen Genauigkeitsgrad gebracht werden und stehen daher höher im Preise. Ihre Verwendung in Verbindung mit Daumenrädern verlangt zuverlässige Kenntniss der Gliedlängen,

über welche man sich an der Bezugsquelle zu unterrichten hat, bevor der Theilkreis der Daumenrolle bestimmt wird.

Der Versuch von Klatt, die geschweissten Ketten durch gewalzte zu ersetzen, hat bisher noch nicht den erhofften Erfolg gehabt. Kalibrierte, geknotete Ketten aus Stahldraht eignen sich vorzugsweise nur für Haspelketten und leichte Belastungen, aber auch für diese Zwecke haben sie bisher nur wenig Verbreitung gefunden.

#### Kurzgliebrige Krahnketten der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vorm. Bechem & Keetman.

Ketten- eisen- stärke in mm	Zulässige Belastung bei Hand- betrieb in kg	Ungefähres Gewicht von 1 m in kg	Ketten- eisen- stärke in mm	Zulässige Belastung bei Hand- betrieb in kg	Ungefähres Gewicht von 1 m in kg
5	250	0,58	20	4000	8,98
6	360	0,81	22	4840	10,87
7	490	1,10	24	5760	12,94
8	640	1,44	26	6760	15,18
9	810	1,82	28	7840	17,61
10	1000	2,25	30	9000	20,22
11	1210	2,72	33	10890	24,46
12	1440	3,24	36	12960	29,11
13	1690	3,80	39	15210	34,16
14	1960	4,41	43	18490	41,53
15	2250	5,06	46	21160	47,53
16	2560	5,75	49	24010	53,82
18	3240	7,28	52	27040	60,73

Aus der vorstehenden Tabelle ergibt sich für ruhigen Betrieb und für den üblichen Rollendurchmesser  $D \geq 20 \delta$ , die erforderliche Eisenstärke einer offenen Gliederkette

\*) Siehe die Seite 36 mitgetheilte Tabelle kalibrierter Ketten und Daumenrollen von Georg Kieffer.

$$\delta \text{ cm} = 0,033 \sqrt{Q} \quad \dots \dots \dots 28.$$

Die Tragfähigkeit einer Stegkette darf gleich  $\frac{4}{3}$  der Tragfähigkeit einer offenen Kette von gleicher Stärke gesetzt werden. Häufig benutzte Ketten sind nach Massgabe der auf den Rechnungswert nächstfolgenden Kettennummern zu wählen.

Für Dampfwinden und schnell arbeitende, hydraulische oder elektrisch betriebene Hebewerke empfehle ich womöglich

$$\delta \geq 0,04 \sqrt{Q} \quad \dots \dots \dots 28a.$$

anzunehmen, um der ruckweisen Beanspruchung und dem stärkeren Verschleiss Rechnung zu tragen. Diese Belastungsbeschränkung ist vor allem auch für kalibrierte Ketten geboten, die sonst leicht schon bei Handbetrieb durch eintretende Dehnungen den regelrechten Eingriff verlieren.

Die Ketten werden je nach den Betriebsverhältnissen nach Jahresfrist oder nach längeren Zeiträumen ausgeglüht, um sie auf etwaige Anbrüche zu untersuchen, die erst beim Abbrennen der Schmutzkruste sichtbar werden. Stark verschlissene Ketten müssen rechtzeitig ausgewechselt werden.

Zum schnellen Wiedervereinigen zerbrochener Ketten oder zur vorübergehenden Kupplung zweier Kettenstrecken werden verschiedene Formen von Einsatzgliedern angewendet. Fig. 11,\*)

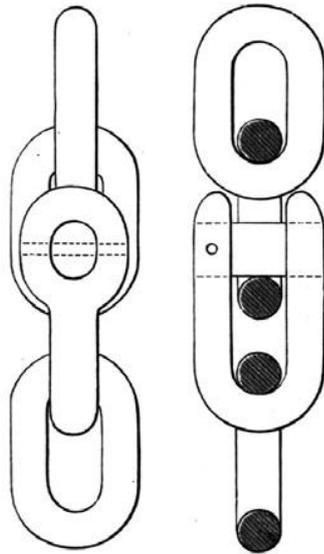


Fig. 11. 1:5.

zeigt ein Kettenschloss, welches sich der gewöhnlichen Gliederform so weit anpasst, dass der Lauf der Kette, Rollen mit kreisförmigen Rillen oder glatte Trommeln vorausgesetzt, nicht störend unterbrochen wird. Es besteht aus einem U-förmig gebogenen Bügel mit öhrförmigen Enden, dessen Schluss durch einen Stegbolzen gebildet wird. Der Bolzen wird im Ohr des Bügels durch einen kleinen Durchsteckstift festgehalten.

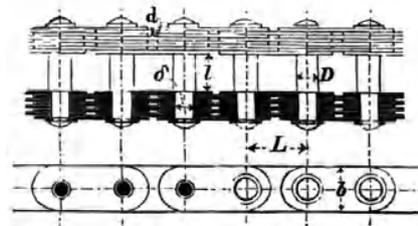


Fig. 12.

Die Gall'sche Kette besteht aus eisernen oder Stahlblechlaschen, die durch zwischengenietete gussstählerne Gelenkbolzen zu fortlaufenden Gliedern mit einander verbunden werden, Fig. 12.

Bei der gleichförmigen Gestalt der einzelnen Glieder und der Bearbeitung von Bolzen und Zapfen auf der Drehbank laufen Laschenkettens, in Verbindung mit ihren gefrästen Rädern, ruhiger, als die rohen kalibrierten Gliederketten, deren Daumenräder sich nur durch Guss herstellen lassen, und eignen sich daher für schnelllaufende Daumentricblinge, z. B. für Fahrstuhlauflüge, besser als Gliederketten. Ferner werden sie für besonders schwere Hebezeuge bevorzugt, da sie grössere Sicherheit für die gleichmässige Widerstandsfähigkeit bieten, als geschweisste Ketten. Man pflegt

\*) C. Bach, Maschinenelemente.

deshalb Gall'sche Ketten meist anzuwenden, wenn gewöhnliche Ketten von 26 mm Eisenstärke nicht mehr ausreichen. Andererseits hat die Gelenkette den Nachtheil, dass sie fast gar keine Seitenbeweglichkeit besitzt, schwerer und wesentlich theurer ausfällt, so dass sie als allgemeiner Ersatz für geschweisste Ketten nicht in Betracht kommen kann.

Schliesslich bildet peinlich sorgfältige Herstellung die unbedingte Voraussetzung für die werthvollen Eigenschaften der Gall'schen Kette, derentwegen sie überhaupt verwendet wird, weil die geringsten Unterschiede in der Baulänge der einzelnen Laschen ungleichförmige Kraftvertheilungen mit wesentlich gesteigerter Materialanstrengung hervorrufen. Solche Ketten laufen windschief.

Bei lebhaftem Betrieb führt die starke Flächenpressung zwischen Zapfen und Laschen zu schnellem Verschleiss, wenn man nicht durch Wahl entsprechend kräftiger Ketten im Verhältniss zur Belastung den Flächeneinheitsdruck herabsetzt.

Die Endglieder für die Befestigung des ruhenden Trums und für den Anschluss des Lasthakens werden mit stärkeren Zapfen und Laschen ausgeführt. \*)

Mit der Herstellung Gall'scher Ketten befassen sich vor allem Otto Kötter in Barmen und Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden, deren Ausführungen fast übereinstimmende Abmessungen aufweisen.

Gall'sche Gelenkketten von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden. \*\*)

Gewährleistete Belastung in kg	Theilung oder Baulänge in mm <i>L</i>	Länge des Mittelbolzens in mm		Zapfenstärke in mm $\delta$	Plattenzahl <i>i</i>	Plattendicke in mm <i>d</i>	Plattenbreite in mm <i>b</i>	Grösste Gesamtbreite der Kette in mm	Gewicht für das Meter Kette ungefähr in kg	
		<i>l</i>	<i>D</i>							
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	} ohne Unterlegscheiben vernietet	0,7
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28		1
500	25	18	10	8	2	3	18	38		2
750	30	20	11	9	4	2	20	45	} mit Unterlegscheiben vernietet	2,7
1000	35	22	12	10	4	2	27	50		3,8
1500	40	25	14	12	4	2,5	30	60		5
2000	45	30	17	14	4	3	35	67	} versplintet	7,1
3000	50	35	22	17,5	6	3	38	90		11,1
4000	55	40	24	21	6	4	40	110		16,5
5000	60	45	26	23	6	4	46	118	} versplintet	19
6000	65	45	28	24	6	4	53	125		24
7500	70	50	32	28	8	4,5	53	150		31,5
10000	80	60	34	30	8	4,5	65	165	} versplintet	34
12500	85	65	35	31	8	5	70	180		44,8
15000	90	70	38	34	8	5,5	75	195		51,1
17500	100	75	40	36	8	6	80	208	} versplintet	58,1
20000	110	80	43	38	8	6	85	215		74,4
25000	120	90	45	40	8	6,5	100	235		83,3
30000	130	100	50	45	8	7	106	255	100	

\*) Einen werthvollen Beitrag zur Berechnung der Laschenketten hat K. Keller in der Z. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1878 veröffentlicht.

\*\*) Die Fabrik liefert zu ihren Ketten passend gefräste Daumenräder und Kettenachsen mit unmittelbar eingefrästen Zähnen.

Ketten für grössere Lasten oder andere Bauverhältnisse werden auf besondere Bestellung angefertigt.

Die angegebene Nutzbelastung entspricht ungefähr  $\frac{1}{6}$  der Bruchlast. Zur Schonung der Ketten ist bei der Wahl womöglich darauf Rücksicht zu nehmen, dass die angegebene Grenzbelastung nur ausnahmsweise erreicht wird. Vorzüglich bei Motorbetrieb beschränkt man die Anstrengung zweckentsprechend auf etwa die Hälfte der Tabellenwerthe, wenn die volle Last häufig zu heben ist, weil die Ketten, wie bereits bemerkt, sehr hohe spezifische Pressungen in den Zapfengelenken aufweisen.

Ketten aus schmiedbarem Guss, sogenannte amerikanische Ketten, Fig. 13 und 14, besitzen den gewöhnlichen Gall'schen Gelenkketten gegenüber den Vorzug grosser Auflagerflächen in den Gelenken, welche sich fast über die ganze Kettenbreite erstrecken. Sie werden vielfach auch für schwere Becherwerke verwendet.\*) Je nach der Belastung erhalten die

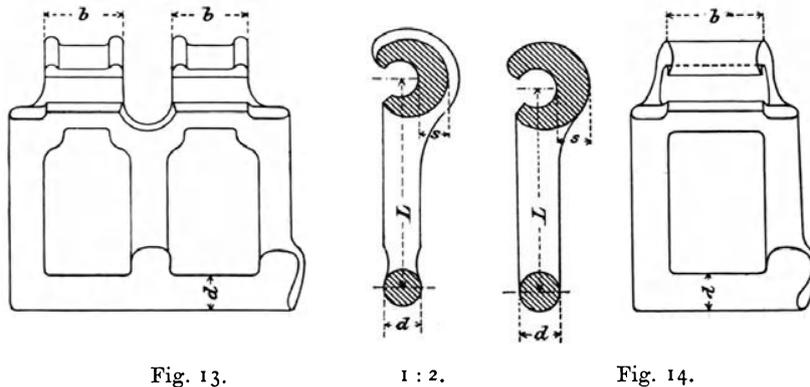


Fig. 13.

1 : 2.

Fig. 14.

Kettenglieder einen Mittelsteg oder offene Glieder. Ausserdem lassen sich je nach Wunsch und Bedarf Angüsse zur Befestigung von Bechern oder anderen Transportmitteln anbringen.

Die einzelnen Glieder werden durch Einschieben der Gelenkzapfen in die geschlitzten Zapfenhülsen miteinander vereinigt und gestatten leichten Ersatz, wie bequemes Kürzen und Verlängern des Kettenlaufs zum Regeln der erforderlichen Spannung bei geschlossenen Ketten.

Das verwendete Material besitzt einen hohen Grad von Zähigkeit, ist aber verhältnissmässig weich und erreicht selbstverständlich nicht die Zerreiissfestigkeit der Laschenkettten mit Stahlbolzen.

Für sehr stark beanspruchte Transportketten, wie z. B. bei Fasselevatoren, werden die aus schmiedbarem Guss hergestellten Glieder mit getrennt eingesetzten Gelenkbolzen aus Stahl ausgerüstet, um den Verschleiss zu vermindern. — Vergl. Fig. 7, Taf. 27.

\*) Dieses Vorbild hat in neuerer Zeit auch zu einer ähnlichen Ausbildung der Gall'schen Kette für Elevatoren, Bagger, Transmissionen u. s. f. den Anstoss gegeben, die auch, trotz ihres sehr hohen Preises, hie und da, z. B. von Sulzer, wegen der wesentlich geringeren spezifischen Pressung in den Gelenken für Krahnlastketten verwendet werden. Zobel, Neubert & Co. und Kötter befestigen für eine derartige Verwendung die Enden der Gelenkzapfen mit unrunder Kopfform in den passend ausgestanzten äusseren Laschenaugen undrehbar und schieben über den Zapfen eine lose Stahlhülse, die in gleicher Weise mit den Augen der inneren Laschen fest verbunden wird, so dass sich die Bolzen nur in den Stahlhülsen drehen können und diese den Druck als Lager- schale über die ganze Zapfenlänge vertheilen. Derartige Ketten werden für Belastungen von 100 kg bis 7500 kg geliefert. Nähere Angaben enthalten die Preislisten der genannten Fabriken und C. Bach, Maschinenelemente. 9. Aufl., Stuttgart 1903, S. 619 u. f.

Amerikanische Treibketten aus schmiedbarem Guss von A. Stotz  
in Stuttgart.

Bezeichnung der Ketten	Theilung $L$ in mm des einzelnen Gliedes	Breite in mm	Bruch- belastung in kg	Zapfen- stärke $d$ in mm	Haken- breite $b$ in mm	Haken- stärke $s$ in mm
22/18	22,24	18	250	4	10	3
22/17	22,66	17	240	4	9,5	3
23/28	22,80	28	680	4,5	18	3
23/18	23,16	18	250	4	10	3
24/35	24,35	35	750	6	24	3,5
25/14	24,80	14	230	5	7	3,5
26/18	25,52	18	300	4	8,5	3,5
26/23	25,80	23	525	6	11,5	6
26/20	25,86	19	350	4,5	9	4
32/25	31,80	25	560	5	14	4,5
32/19	32,55	19	650	6	11	6
32/23	32,60	23	560	5,5	11,5	5,5
33/29	33,00	29	700	7	15	5,5
34/30	34,50	30	800	5,5	18	4,5
35/33	34,55	33	850	6,5	19	5
35/24	35,00	24	550	5	12,5	4
a. 36/36	36,00	36	1000	6	20	5,5
b. 36/36	36,40	36	1350	8	20	7,5
38/28	37,20	28	500	4,5	17	4
40/28	39,70	28	500	4,5	17,5	4,5
41/31	41,13	31	1000	6	17,5	5,5
41/33	41,13	33	1000	7	18	5,5
42/30	41,28	29	480	4	18	4
50/35	48,70	36	980	6	23	5
50/28	49,00	28	570	4,5	18	4
50/40	49,50	39	1900	8	22,5	7
50/50	50,50	50	2050	8	31,5	8
51/36	51,30	36	980	6,5	23	5,5
56/52	55,20	52	2250	10	33	6,5
55/50	55,50	50	1650	7,5	33	5,5
55/40	55,95	39	1300	7	24	7
55/80*	56,50	80	2200	7,5	27	6
59/43	59,00	43	1500	6,5	28,5	6,5
59/54	59,00	53	1850	9	33,5	6,5
59/52	59,20	52	2100	10	34	7
63/48	63,50	48	2250	9,5	28,5	7
64/55	63,75	54	2660	10,5	30,5	9,5
65/60	64,25	60	2000	10,5	41,5	6
64/56	65,00	56	3000	11,5	30	11
64/70	65,15	70	3410	14	44	8
a. 65/65	65,20	64	2000	11	39	7
b. 65/65	65,45	64	2600	11,5	43	8,5
70/33	70,00	33	1250	8,5	17,5	7
a. 71/100*	71,50	103	3500	9,5	34	7,5
b. 71/100*	72,50	103	3800	11	34	8
75/70	76,78	70	4000	15	42	12
82/60	81,10	62	2300	11	40,5	7,5
82/82	82,75	82	2400	9,5	58	6,5
87/82	86,60	84	3500	12	53,5	11
100/60	99,00	60	2600	10	40	9
100/64	99,70	65	2800	11	37	10
100/70	100,00	72	3000	14	42	11
100/80	100,70	83	3300	12	54,5	11
102/102	102,80	102	2600	11	72	9

Die mit \* bezeichneten Ketten haben Mittelstege.

Amerikanische Treibketten aus schmiedbarem Guss von A. Stotz in Stuttgart. (Fortsetzung.)

Bezeichnung der Ketten	Theilung $L$ in mm des einzelnen Gliedes	Breite in mm	Bruchbelastung in kg	Zapfenstärke $d$ in mm	Hakenbreite $b$ in mm	Hakenstärke $s$ in mm
102/108	103,71	109	3250	12	70	10
110/125*	110,05	122	6000	12	41	10,5
120/90	120,00	89	4150	15,5	58	13
134/65	133,00	66	3300	12	37,5	11
135/60	133,33	60	2900	11	40	9
135/70	134,60	75	3600	14	41,5	12
135/90*	135,60	90	2550	10	28,5	8,5
136/80	136,00	80	3800	16,5	44	12
148/70	147,77	77	2900	12	49	11
150/130*	150,00	131	7070	13,5	45	10
a. 150/150*	149,50	150	6265	15	50	10
b. 150/150*	150,50	150	10290	17	50	12
c. 150/150*	151,25	150	8800	19	50	14,5

Die mit \* bezeichneten Ketten haben Mittelstege.

Zapfenstärke und Hakenbreite bestimmen für eine gegebene Belastung die Flächenpressung in den Gelenken, die möglichst niedrig zu halten ist. Bei Ketten mit Mittelsteg ist hierfür  $2b$  in Rechnung zu stellen. Die Fabrik liefert zu jeder Kette die zugehörige Rolle mit beliebiger Daumenzahl. Die Firma vermehrt fortlaufend ihre Modelle.

### 3. Ausführung der Seil- und Kettenrollen.

#### a. Seilrollen.

Die Seilrollen werden aus Gusseisen mit einem Querschnittsprofil ausgeführt, das der nebenstehenden Skizze, Fig. 15, entspricht. Die Ringnuth im Umfang der Rolle darf nicht zu flach gewählt werden, um ein Abgleiten des Seils zu verhüten. Unruhig oder sehr schnell laufende Seile verlangen Führungen oder Schutzbügel. Bei kleineren Rollen wird die Mittelscheibe zwischen Rollenkranz und Nabe voll ausgeführt, bei grösseren Rollen lassen sich Aussparungen anordnen, oder man entwirft die ganze Rolle mit Speichen nach Art der Riemscheiben.

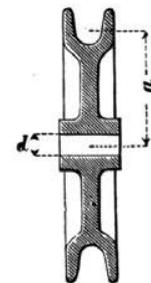


Fig. 15. 1 : 5.

Der Grund der Rollennuth ist halbkreisförmig auszudrehen und dem Seildurchmesser anzupassen, um dem Seilquerschnitt eine möglichst günstige Unterstützung zu bieten. Wenn aber das Seil stark abgelenkt wird oder, wie bei den Auslegerrollen von Hakenwinden, durch Pendeln der frei aufsteigenden Last hin und her schwingt, dreht man die Rollennuth erheblich weiter, um das Seil von der scheuernden Berührung mit den Nuthenrändern fern zu halten. Solche Rollen verlangen auch besonders tiefe Rillen.

Der Rollendurchmesser ist vom Seildurchmesser abhängig und darf, wie früher erwähnt ist, nicht zu klein gewählt werden, um das Seil zu schonen.

Für Hanfseile von der Dicke  $\delta$  ist der Rollenhalbmesser bei Handbetrieb

$$a \geq 3,5 \delta \text{ womöglich} = 5 \delta \dots \dots \dots 29.$$

Für lebhaften Betrieb bei Aufzügen u. s. w. findet man  $a \geq 15 \delta$  bis  $25 \delta$ , ausnahmsweise  $a = 10 \delta$ .

Drahtseile verlangen, wie früher angegeben, für die Drahtdicke  $\delta$  einen Rollenhalmmesser

$$a \geq 200 \delta \dots \dots \dots 30.$$

mit der Massgabe, dass  $a$  für Seile mit grosser Drahtzahl und ebenso bei beschränkter Hanfeinlage grösser zu wählen ist, als bei kleiner Drahtzahl oder reichlicher Hanfeinlagerung. Für mehrfach aufeinander folgende Seilbiegungen bei mehrrolligen Flaschenzügen und vor allem bei gleichzeitig lebhaftem Betrieb empfiehlt sich, unter Rücksichtnahme auf die weiteren, vorstehend als massgebend angeführten Gesichtspunkte

$$a \geq 250 \delta \dots \dots \dots 30a.$$

Häufig keilt man die Rollen auf frei drehbar gelagerte Achsen. Rollen auf gemeinsamer Achse, die entweder getrennt oder, wie bei Rollenzügen, mit verschiedener Winkelgeschwindigkeit angetrieben werden, müssen lose auf die festgelagerte Achse gesetzt werden.

Als Achsenmaterial ist Flusseisen oder Flussstahl zu verwenden.

Für lose auf der Achse laufende Rollen ist die zulässige Biegungsanstrengung

$k_b = 600$  bis  $800$  kg/qcm für Flusseisen und  $800$  bis  $1000$  kg/qcm für Flussstahl. Dreht sich die Achse selbst, so wechseln die Biegungsanstrengungen in derselben Faser zwischen Zug und Druck, und es sind dann die zulässigen Anstrengungen, bei der geringeren Widerstandsfähigkeit des Materials gegen diesen Kraftwechsel, auf die Hälfte der vorstehenden Werthe zu beschränken.

Bezeichnet  $Q$  die Belastung an der Laufstelle der Achse,  $d$  ihren Durchmesser und  $l$  die Länge der Nabe oder des Zapfens, so findet man, je nach der Lebhaftigkeit des Betriebes und der Häufigkeit der vollen Belastung, den Flächeneinheitsdruck

$$k = \frac{Q}{ld} = 50 \text{ bis } 75 \text{ kg/qcm für ungehärteten Flussstahl auf Bronze} \\ = 40 \text{ bis } 60 \text{ kg/qcm für Flusseisen auf Bronze} \\ = 25 \text{ bis } 35 \text{ kg/qcm für Flusseisen oder Flussstahl auf Gusseisen.}$$

Bei Handbetrieb und seltener Vollbelastung wird die Zapfenpressung zum Theil bis auf das Doppelte der vorstehenden oberen Grenzwerte gesteigert.

Die meist stark vernachlässigte Fürsorge ausreichender und geeigneter Schmierung für die Rollen verdient in allen wichtigeren Fällen um so mehr Beachtung, weil trotz oder vielmehr gerade wegen der meist geringen Geschwindigkeit und der häufigen Betriebspausen Öl und Fett unter der unveränderlichen Druckrichtung leicht entweichen und bei Selbstölen die Schmierwirkung meist erst nach dem Anlauf beginnt. Aus diesem Grund versagen auch die sonst bewährten Ringöler für Rollen- und Trommellager der Hebemaschinen vielfach ihren Dienst, und einzelne Konstrukteure verwenden deshalb Rollenlager. Für gewöhnliche Gleitlager empfiehlt sich die Verwendung von Weissmetall und, soweit es die Verhältnisse zulassen, eine wesentliche Beschränkung der specifischen Zapfenpressung gegenüber den vorstehend angeführten üblichen Drucken.

Fig. 1, Taf. 1, giebt die Anordnung der Dachluken-Auslegerrollen der Speicher im Hamburger Freihafengebiet wieder. Alle drei Rollen sind für  $13,5$  mm starke Stahldrahtseile bestimmt. Rolle  $a$  dient dem gewöhnlichen

hydraulischen Betrieb und ist, mit Rücksicht auf die gleichzeitig auf derselben Achse laufende Rolle  $b$  für den aushilfsweisen Förderbetrieb mit einer Haspelradwinde, wie  $b$  lose aufgesetzt, aber wegen der häufigeren Benutzung mit Bronze ausgebucht. Die dritte Rolle  $c$  wurde für den vorübergehenden Betrieb mit Dampfwinden während der Montierung der hydraulischen Anlage eingebaut und sitzt fest auf ihrer Achse.

Bei 750 kg Nutzlast für die Rolle  $c$  entspricht die Resultante aus dem senkrechten und horizontalen Seilzug  $\sqrt{2 \cdot 750^2} = \sim 1050$  kg, also der Zapfendruck 525 kg. Hieraus folgt das grösste Biegemoment der Achse in der Mitte nach den Zeichnungsabmessungen für den Achsendurchmesser  $d$

$$M_b = 525 \cdot 20 \text{ kgcm} = \frac{\pi d^3}{32} k_b = \sim \frac{d^3 k_b}{10}.$$

Mit  $k_b = 350$  kg/qcm folgt  $d$  in naher Übereinstimmung mit der Ausführung  $= 67$  mm.

Für die Zapfen ist unter den gleichen Verhältnissen mit  $M_b = 525 \cdot 3,5$  kgcm  $= d^3 \cdot 35$ ,  $d = 3,7$  cm, wofür in der Ausführung mit Rücksicht auf den benachbarten starken Wellenschaft 45 mm gewählt sind. Hierbei fällt auch die spezifische Zapfenpressung  $k = \frac{525}{4,5 \cdot 7} = \sim 17$  kg/qcm sehr niedrig aus.

Die hydraulischen Winden haben 900 kg Hubkraft. Dem entspricht die Vollbelastung der Rolle  $a$  aus den beiden rechtwinklig zu einander gerichteten Seilzügen  $\sqrt{2 \cdot 900^2} = 1260$  kg.

Die Belastung des benachbarten Zapfens ergibt sich nach den Zeichnungsabmessungen  $= \frac{1260 \cdot 29,25}{37} \sim 1000$  kg. Hieraus folgt weiter das grösste Biegemoment der Achse am Nabenende nach der Mitte zu:

$M_b = 1000 \cdot 12 = 1260 \cdot 4,25 = \frac{d^3}{10} k_b$ , und mit  $k_b = 600$  kg/qcm  $d = 4,8$  cm, in der Ausführung auf 50 mm abgerundet.

Für den Wurzelquerschnitt des festgelagerten Zapfens erhalten wir

$$d = \sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 3,5}{60}} = 3,9 \text{ cm}$$

In der Zeichnung findet sich  $d = 40$  mm.

Die spezifische Pressung in der ausgebuchteten Nabe berechnet sich zu  $k = \frac{1260}{5 \cdot 8,5} = \sim 30$  kg/qcm.

Die Ausführung zeigt in allen Theilen volle Rücksichtnahme auf Schonung des Materials und zuverlässige Dauer.

Lose auf ihrer Achse laufende Leitrollen sind mit Staufferbüchsen zu versehen. Für schwer zugängliche Rollen, wie z. B. für die in der Takelage aufgehängten Leitrollen der Schiffswinden sind Schmiergefässe mit möglichst grossem Fassungsraum anzuwenden. Macfarlane & Reids giessen zu diesem Zweck eine Rollenspeiche hohl, setzen in die Nabe eine Bronzebüchse ein, die einen nach aussen abgeschlossenen, mit der hohlen Speiche in Verbindung stehenden Ringraum bildet und das Öl aus demselben nur ganz sparsam durch radiale Lederlamellen des Bronzefutters dem Zapfen zuführt.

## b. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten.

Die Kettenrollen unterscheiden sich durch die Profile der Umfangsnuthen zur Aufnahme der Kettenglieder von den Seilrollen. Am häufigsten findet man die Profilform Fig. 16, S. 32, bei der sich stets abwechselnd ein Kettenglied flach auf den Rollenumfang, das nächste senkrecht dazu in die Mittelnuth legt. Die Kette wird sicher geführt, aber die flach aufliegenden Glieder sind nur in der Mitte unterstützt und durch den schiefen Zug der eingreifenden Glieder auf Biegung beansprucht. Der gerügte Übelstand lässt sich in einfachster Weise beseitigen, wenn man die Auflagerflächen

für die Kettenglieder nach beiden Seiten abschrägt, Fig. 17. Hierdurch wird das Auflager der Glieder in der Mitte tiefer gelegt oder ganz aufgehoben, und die Unterstützung rückt durch die höheren Kanten der mittleren Rollennuth nach den Enden der Kettenglieder, wenn man die Ränder des Modells mit der Neigung 1:4 kegelförmig abdreht. Meist findet man die Rollenumfänge noch mit besonderen Schutzrändern ausgestattet, die bei ruhig laufenden Ketten zu entbehren sind.

Mehrfach wird für Kettenrollen dasselbe Nuthenprofil, wie für Seile, mit halbkreisförmiger Ausrundung in der Tiefe angewendet, wobei sich die Kettenglieder dann ungefähr unter  $45^\circ$  gegen die Rollennachse in die Rille einlegen. Hiervon hat man unter Umständen für schnell und unruhig laufende Ketten, z. B. für Krahnswenkerwerke, und bei Übersetzungsrollenzügen mit Treibkolben Gebrauch zu machen, weil sich in solchen Fällen die Kettenglieder durch vorübergehendes Schlawfwerden leicht verdrehen und beim Wiederspannen nicht in der richtigen Führungslage befinden, um ohne Stoss in Rollen mit enger Mittelnuth einzutreten. Besser benutzt man in solchen Fällen Drahtseile, falls grosse Rollen zulässig sind, oder verhindert durch zuverlässige Mittel das Schlawfwerden der Ketten.

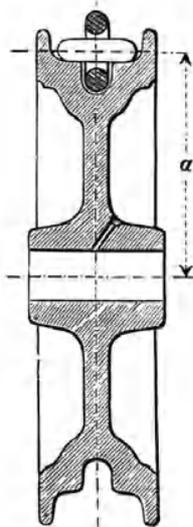


Fig. 16. 1:5.

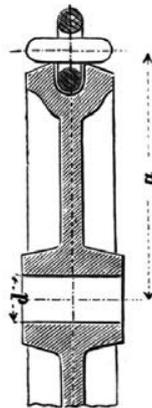


Fig. 17. 1:5.

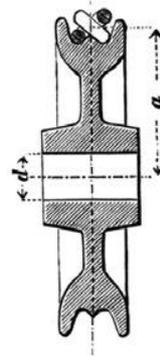


Fig. 18. 1:10.

Um die Unterstützung der Kettenglieder in der Kreisnuth auszudehnen und die Glieder für eine Trommel, auf der die Kette möglichst wenig Platz einnehmen soll, sicher unter  $45^\circ$  zur Rollennachse zu führen, wird die Umfangsnuth bisweilen mit einer wulstförmigen Erhöhung ausgestattet, Fig. 18, gegen die sich die Kettenglieder von beiden Seiten anlegen. Auch diese Form ist nur für ruhigen Kettenlauf anwendbar.

Die noch vielfach anzutreffenden einfachen Schmierlöcher, Fig. 16, sind wegen des schnellen Verschmutzens für den Betrieb werthlos und deshalb mindestens mit Staufferbüchsen zu versehen. Besser ist Centralschmierung. — Siehe im übrigen das S. 30 über Schmierung der Rollen Gesagte.

Inbezug auf die Rollengrösse ist aus Gleichung 9, S. 11 ersichtlich, dass der Widerstand der Kettenreibung dem Rollenhalmesser  $a$  umgekehrt proportional ist, und dass aus diesem Grunde die Rollen nicht zu klein gewählt werden dürfen. Man findet für Handbetrieb

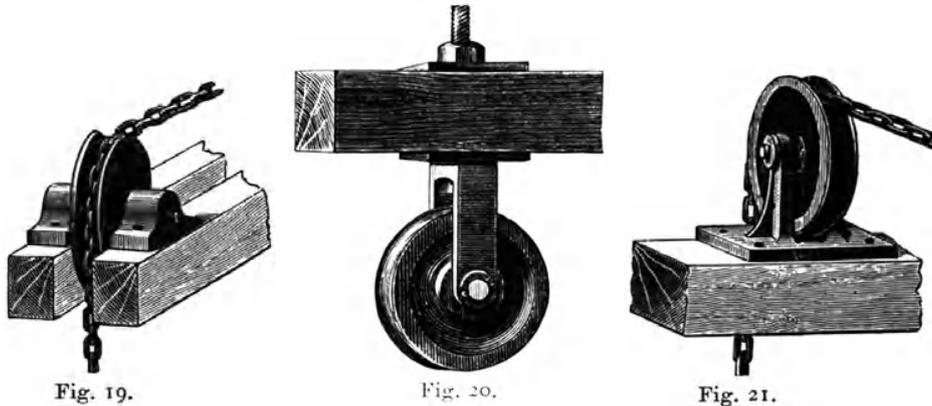
$$a \geq 10 \delta \quad . . . . . 31$$

unter  $\delta$  die Ketteneisenstärke und unter  $a$  den Halbmesser der Rolle verstanden, gemessen von der Achsenmitte bis zur Mitte der Kette auf dem Rollenumfang. Für lebhaften und schnellen Betrieb ist womöglich

$$a \geq 15 \delta \quad . . . . . 31a.$$

zu wählen.

Für 1000 kg Last würde nach den Tabellen und Formelwerthen ein Hanfseil von 36 mm oder eine Kette von 10 mm Eisenstärke genügen mit  $\sim 290$  bis 360 mm Durchmesser für die Seil- und 200 mm für die Kettenrolle.



Für dieselbe Last würde ein „besonders biegsames“ Stahldrahtseil nach der Tabelle, S. 20, mit 144 Drähten von 0,80 mm Drahtdicke, bei 14 mm Seildurchmesser, ausreichen und einen Trommeldurchmesser von 320 mm verlangen.

Die Skizzen Fig. 19 bis 21 stellen verschiedene Anordnungen von Leitrollen dar, die ohne weitere Erläuterung verständlich sind.

### c. Daumenrollen für geschweisste Gliederketten.

Daumenrollen für kalibrierte Gliederketten werden so ausgeführt, dass man die flachlaufenden Kettenglieder, dem Abdruck ihrer äusseren Form entsprechend, mit genügendem Spielraum im Rollenumfang einbettet. Für den ungehinderten Eintritt der senkrecht laufenden Kettenglieder wird, wie bei gewöhnlichen Rollen, im Modell eine genügend tiefe Mittelnuth eingedreht. Hierbei bleiben zwischen je zwei benachbarten flachliegenden Gliedern daumenförmige Widerlager stehen, Fig. 22, S. 34, welche zu beiden Seiten von den Aussenrändern bis zur frei durchlaufenden Mittelnuth zahnförmig in die Kette eingreifen.

Die gleichzeitige Unterstützung der senkrechten Kettenglieder durch entsprechende Daumenwiderlager in der Mittelnuth, welche einzelne Fabriken anwenden, erscheint von zweifelhaftem Werth, da bei den unvermeidlichen Verschiedenheiten in der Form der Glieder, die sich nur in bezug auf eine Hauptabmessung sicher zurecht lassen, gleichzeitiger Eingriff mit der doppelten Daumenabstützung kaum zu erwarten ist, und gröbere Formverschiedenheiten den ruhigen Lauf der Kette noch mehr stören, als dies schon vielfach bei nur einfachem Daumeneingriff der Fall ist.

Theilkreishalbmesser der Daumenrollen für Gliederketten.

Die Mittelebene der Rolle senkrecht zur Achse schneidet die flach zwischen den Daumen gelagerten Kettenglieder in Kreisen, deren Mittelpunkte  $A, B, C$  u. s. f. — Fig. 23 — auf einem gemeinsamen Umfangskreise der

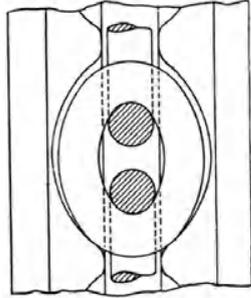


Fig. 22. 1: 2.

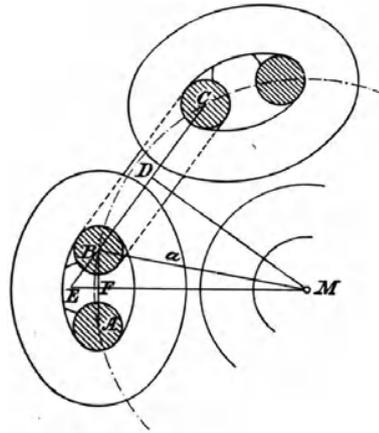
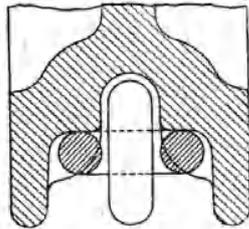


Fig. 23.

Rolle liegen. Dieser Kreis ist der Theilkreis. Bei  $z$  Daumen müssen im ganzen  $2z$  Kettenglieder im Rollenumfang Aufnahme finden. Sind  $F$  und  $D$  die Mittelpunkte der Sehnen  $AB$  und  $BC$ , so ist

$$\angle EMD = \angle EBF = \frac{360^\circ}{2z} = \frac{180^\circ}{z}.$$

Bezeichnet  $l$  die innere Baulänge der Kettenglieder,

$\delta$  die Ketteneisenstärke,

$a$  den Theilkreishalbmesser  $MB$ , welcher gleichzeitig den Lastarm bildet,

so ist

$$a = \sqrt{MD^2 + \left(\frac{l+\delta}{2}\right)^2}, \text{ und}$$

$$\begin{aligned} MD = \frac{DE}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} &= \left( \frac{l+\delta}{2} + \frac{l-\delta}{2 \cos \frac{180^\circ}{z}} \right) \cotg \frac{180^\circ}{z} = \frac{\frac{l}{2} \left( 1 + \cos \frac{180^\circ}{z} \right) - \frac{\delta}{2} \left( 1 - \cos \frac{180^\circ}{z} \right)}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \\ &= \frac{l \cos^2 \frac{90^\circ}{z} - \delta \sin^2 \frac{90^\circ}{z}}{2 \sin \frac{90^\circ}{z} \cos \frac{90^\circ}{z}} = \frac{1}{2} \left( l \cotg \frac{90^\circ}{z} - \delta \operatorname{tg} \frac{90^\circ}{z} \right) \end{aligned}$$

somit

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{1}{2} \sqrt{l^2 \cotg^2 \frac{90^\circ}{z} - 2l\delta + \delta^2 \tg^2 \frac{90^\circ}{z} + l^2 + 2l\delta + \delta^2} \\
 &= \frac{1}{2} \sqrt{l^2 \left( \cotg^2 \frac{90^\circ}{z} + 1 \right) + \delta^2 \left( \tg^2 \frac{90^\circ}{z} + 1 \right)} \\
 a &= \frac{1}{2} \sqrt{\left( \frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \right)^2 + \left( \frac{\delta}{\cos \frac{90^\circ}{z}} \right)^2} \dots \dots \dots \text{32.}
 \end{aligned}$$

Für schwache Ketten und grosse Daumenzahl verschwindet der Einfluss des zweiten Gliedes unter der Wurzel gegen das erste, und es darf schon für  $z \geq 6$  und  $\delta \leq 16$  mm ohne merkbaren Fehler gesetzt werden:

$$a = \frac{l}{2 \sin \frac{90^\circ}{z}} \dots \dots \dots \text{33.}$$

Für  $\delta > 16$  mm ist die genaue Gleichung für alle Werthe von  $z \leq 9$  zu benutzen.

Hilfstafeln zur Berechnung der Theilkreisdurchmesser von Daumenrädern für kalibrierte Gliederketten.

A. Werthe von  $\sin \frac{90^\circ}{z}$ .

z	$\sin \frac{90^\circ}{z}$	z	$\sin \frac{90^\circ}{z}$						
3	0,5000	12	0,1305	21	0,0747	30	0,0523	39	0,0403
4	0,3827	13	0,1205	22	0,0713	31	0,0506	40	0,0393
5	0,3090	14	0,1120	23	0,0682	32	0,0491	45	0,0349
6	0,2588	15	0,1045	24	0,0654	33	0,0476	50	0,0314
7	0,2225	16	0,0980	25	0,0628	34	0,0462	60	0,0262
8	0,1951	17	0,0923	26	0,0604	35	0,0448	70	0,0224
9	0,1736	18	0,0872	27	0,0581	36	0,0436	80	0,0196
10	0,1564	19	0,0826	28	0,0561	37	0,0424	90	0,0174
11	0,1423	20	0,0785	29	0,0541	38	0,0413	100	0,0157

B. Werthe von  $\cos \frac{90^\circ}{z}$ .

z	$\cos \frac{90^\circ}{z}$	z	$\cos \frac{90^\circ}{z}$	z	$\cos \frac{90^\circ}{z}$	z	$\cos \frac{90^\circ}{z}$
3	0,8660	6	0,9659	9	0,9848	12	0,9914
4	0,9239	7	0,9750	10	0,9877	13	0,9927
5	0,9511	8	0,9808	11	0,9898	14	0,9937

Kalibrierte Ketten und Daumenrollen von Georg Kieffer  
in Köln am Rhein.\*)

Ketten- eisen- stärke mm	Theilung mm	
4,5	16	102 173 Theilkreisdurchmesser in mm.
		10 17 Zähne.
5	18,5	60 72 83 95 118 212 283 365 Theilkreisdurchmesser.
		5 6 7 8 10 18 24 31 Zähne.
6	18,5	72 83 95 118 130 142 200 212 248 283 365 Theilkreisdurchmesser.
		6 7 8 10 11 12 17 18 21 24 31 Zähne.
6	20	166 179 204 255 281 357 484 548 637 Theilkreisdurchmesser.
		13 14 16 20 22 28 38 43 50 Zähne.
7	22,5	73 87 100 144 172 187 287 387 458 616 859 1001 Theilkreisdurchmesser.
		5 6 7 10 12 13 20 27 32 43 60 77 Zähne.
8	22,5	116 144 158 244 258 316 387 458 616 859 Theilkreisdurchmesser.
		8 10 11 17 18 22 27 32 43 60 Zähne.
9	25	82 97 128 160 176 239 319 430 573 Theilkreisdurchmesser.
		5 6 8 10 11 15 20 27 36 Zähne.
9,5	31	101 120 159 198 238 316 336 395 474 593 Theilkreisdurchmesser.
		5 6 8 10 12 16 17 20 24 30 Zähne.
11	30	98 135 192 211 268 287 382 459 574 1471 Theilkreisdurchmesser.
		5 7 10 11 14 15 20 24 30 77 Zähne.
13	36	117 162 185 207 253 276 321 345 551 826 Theilkreisdurchmesser.
		5 7 8 9 11 12 14 15 24 36 Zähne.
14,5	42,5	165 218 272 380 407 866 Theilkreisdurchmesser.
		6 8 10 14 15 32 Zähne.
16	48	156 186 216 337 490 Theilkreisdurchmesser.
		5 6 7 11 16 Zähne.
18	54	210 243 277 311 Theilkreisdurchmesser.
		6 7 8 9 Zähne.
20	62,5	242 281 320 360 Theilkreisdurchmesser.
		6 7 8 9 Zähne.
22	62,5	243 282 321 361 479 796 Theilkreisdurchmesser.
		6 7 8 9 12 20 Zähne.
25	72	279 325 370 415 Theilkreisdurchmesser.
		6 7 8 9 Zähne.
30	80	361 411 Theilkreisdurchmesser.
		7 8 Zähne.

Äusserste Betriebsbelastung der kalibrierten Ketten.

4,5	5	6	7	8	9	9,5	11	13	14,5	16	18	20	22	25	30 mm
125	200	300	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	3000	4000	5000	6000	10000 kg

Wie schon S. 25 angegeben ist, empfiehlt es sich, zum Schutz gegen störende Dehnungen diese Grenzbelastung der Ketten möglichst zu vermeiden und

$$\delta \geq 0,04 \sqrt{Q} \quad \dots \quad 34.$$

zu wählen.

\*) Die Theilkreisdurchmesser sind sämtlich nachgerechnet und hiernach die zum Theil nur angenähert bestimmten Werthe der Originaltabelle berichtigt, woraus sich beim Vergleich grössere und kleinere Abweichungen erklären. Für die gangbarsten Ketten und Rollen liefert die Firma Ersatzrollen mit gleicher Daumenzahl, aber etwas grösserer Theilung, für Ketten, die im Betrieb sich durch Dehnung und Verschleiss verlängert haben.

#### d. Daumenrollen für Gelenkketten.

Zur Aufnahme der Gall'schen Kette, die, wie früher besprochen, aus einzelnen durch Gelenkbolzen verbundenen Blechlaschen besteht, muss der Umfang der Rolle derart nach Fig. 24 verzahnt werden, dass sich die einzelnen Gelenkbolzen in die Zahnlücken legen können, während die Laschen über die Seitenflächen der Rolle fortgreifen. Die Breite der Rolle wird

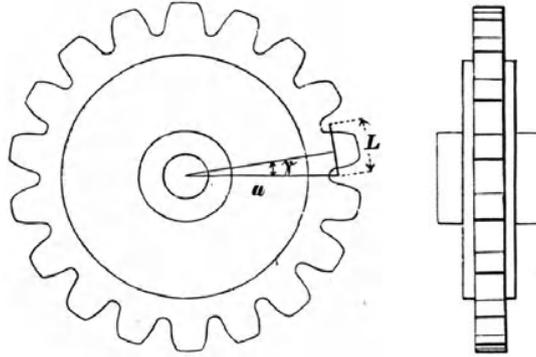


Fig. 24. 1 : 5.

hierdurch auf die lichte Weite der Kette zwischen den inneren Laschen beschränkt. Die Füssecken der Zahnücke sind kreisförmig, dem Kettenbolzendurchmesser entsprechend, auszubilden. Jedes Kettenglied beschreibt beim Ein- und Ausschwingen einen Kreisbogen um seinen im Rollenumfang liegenden Bolzen. Das Zahnkopfprofil entspricht daher der Kreisbahn des ein- oder ausschwingenden freien Gelenkbolzens. Im übrigen ist, wie bei gewöhnlichen Zahnrädern, durch Verbreitern der Zahnücke auf Kosten der Zahnstärke, Fig. 25, für genügenden Flankenspielraum zu sorgen, um kleinere Ungenauigkeiten auszugleichen.

Die Rollen werden aus Schmiedeeisen, Gussstahl oder Hartguss hergestellt.

Inbezug auf die Reibung verhält sich die Rolle für die Gall'sche Kette wie die gewöhnliche Kettenrolle, so dass die hierfür bestimmten Güte-

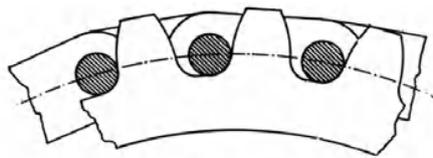


Fig. 25.

verhältnisse auch noch für Daumenrollen benutzbar sind. Demnach ist zu beachten, dass nach Gleichung 9 der Rollenhalmesser im Verhältniss zu  $\delta$  nicht zu klein gewählt werden darf, wenn der Kettenreibungswiderstand möglichst beschränkt werden soll. Der Rollenhalmesser  $a$  ist abhängig von der Gliedlänge  $L$  der Kette, welche die Theilungsehne des Rollenkreises bildet, und von der Zähnezahl  $z$ . Aus der Fig. 24 ergibt sich

$$\sin \gamma = \frac{L}{2a}, \text{ oder da } \gamma = \frac{360^\circ}{2z} = \frac{180^\circ}{z}$$

$$\text{Theilkreishalmesser } a = \frac{L}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}} \quad \dots \quad 35.$$

Hilfstafel zur Berechnung der Theilkreisdurchmesser von  
Daumenrollen für Gelenkketten.

Werthe von  $\sin \frac{180^\circ}{z}$ .

$z$	$\sin \frac{180^\circ}{z}$								
6	0,5000	11	0,2817	16	0,1951	21	0,1490	26	0,1205
7	0,4339	12	0,2588	17	0,1838	22	0,1423	27	0,1161
8	0,3827	13	0,2393	18	0,1736	23	0,1362	28	0,1120
9	0,3420	14	0,2225	19	0,1646	24	0,1305	29	0,1081
10	0,3090	15	0,2079	20	0,1564	25	0,1253	30	0,1045

Für alle geraden Werthe von  $z$  lassen sich die zugehörigen  $\sin \frac{180^\circ}{z}$  auch aus der früheren Hilfstafel für  $\sin \frac{90^\circ}{z}$  entnehmen, wenn man dort den Werth aufsucht, welcher der halben Zähnezahl entspricht, da beispielsweise:

$$\sin \frac{180^\circ}{32} = \sin \frac{2 \cdot 90^\circ}{32} = \sin \frac{90^\circ}{16} = 0,0980.$$

Auf diese Weise können leicht weitere Werthe von  $\sin \frac{180^\circ}{z}$  für  $z = 32, 34, 36$  u. s. w. bestimmt werden.

Die kleinste zulässige Daumenzahl ist durch die Rücksicht auf die erforderliche Achsenstärke bestimmt. Stellt man Daumenrad und Achse aus einem Stück her, so kann man mit  $z$  bis auf 7 Daumen heruntergehen. Für gewöhnliche Leitrollen wählt man zur Verminderung der Kettenreibung  $z$  meist grösser, zwischen 10 und 30.

Beispiel: Eine Gelenkkette für 1000 kg Last würde nach der Tabelle von Zobel, S. 26, eine Gliedlänge  $L = 35$  mm erhalten, bei 22 mm lichter Weite zwischen den inneren Laschen, 12 mm Bolzendurchmesser, 10 mm Zapfendurchmesser, und 4 Laschen von 2 mm Stärke und 27 mm Breite. Wählen wir  $z = 18$ , so folgt aus der Gleichung  $35, a = \frac{35}{2 \sin 10^\circ} = 100$  mm, genau entsprechend dem Halbmesser einer gewöhnlichen Kettenrolle für die gleiche Belastung. Die Rollenbreite am Umfang ist bei 22 mm lichter Kettenbreite etwa = 20 mm zu setzen. Die Zahnhöhe ist beliebig, wird aber passend so gewählt, dass sie ungefähr mit der Laschenbreite abschneidet; also im vorliegenden Falle der äussere Rollenhalmesser =  $100 + 13 = 113$  mm.

Für amerikanische Treibketten aus schmiedbarem Guss werden auch die zugehörigen Rollen nur gegossen. Abgesehen von der Möglichkeit, die Zähne im Verhältniss zur Lückenweite schwach zu halten, bestimmt sich sowohl die Zahnform, wie der Rollenhalmmesser genau so, wie bei den Daumenrollen für Gall'sche Ketten.

Alle Daumenrollen sind bei gleichmässigem Drehantrieb mit dem Nachtheil periodisch ungleichförmiger Hubgeschwindigkeit behaftet, weil der Lastarm innerhalb der Daumentheilung nicht konstant ist. Für Gall'sche Ketten schwankt die Grösse zwischen 1 und  $\cos \gamma$ .

## 4. Haken.

### a. Einfache Haken.

Für Haken wird meist Schmiedeeisen bester Beschaffenheit verwendet. Die unmittelbare Herstellung durch Stahlguss ist zwar billiger, hat aber

den Nachtheil, dass die Sicherheit durch die Sprödigkeit des Materials und durch unsichtbare Gussfehler gefährdet werden kann. Die Form des Hakens wird im allgemeinen nach freiem Entwurf gewählt. Durch Festigkeitsrechnungen sind vorzugsweise die Abmessungen der Querschnitte  $AB$  und  $CD$ , Fig. 26, zu bestimmen, welche einen genügenden Anhalt für die zwischenliegenden Theile bieten, falls man die Übergänge möglichst allmählich vermittelt. Der Mittelpunkt  $M$  der tiefsten Hakenkrümmung wird bei ganz kreisrunder Maulform in der Richtung der Schaftachse gewählt, um den Hakenschaft nur auf Zug zu beanspruchen, wenn der Haken senkrecht hängt.

Der Schaftquerschnitt  $AB$  ist abhängig von der Befestigung des Hakens. Mit Rücksicht hierauf sind zwei verschiedene Fälle zu unterscheiden:

1. vollständig frei bewegliche Haken,
2. unvollkommen bewegliche Haken.

Als vollständig frei beweglich sind alle Haken anzusehen, die unmittelbar an ein Seil oder an eine Kette angeschlossen sind, ein Fall, dem die

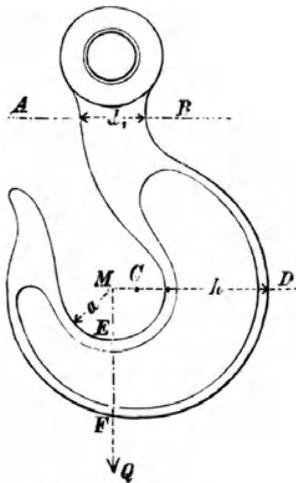


Fig. 26. 1:5.

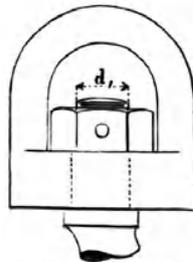


Fig. 27. 1:5.

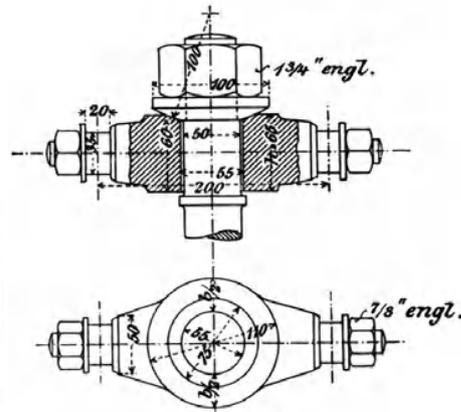


Fig. 28.

Hakenform, Fig. 26 und 27, entspricht. Für schwerere Haken schaltet man zwischen Haken und Seil oder Kette einen Schäkel nach Fig. 27 ein und hängt den Haken am Schäkel auf. Die Mutter bedarf hierbei einer Sicherung durch Splint.

Die vollständig freie Beweglichkeit des Hakens wird beschränkt, sobald man ihn in einen Träger einhängt, dessen wagerechte Lage, wie z. B. bei den Hakenträgern loser Flaschen von Rollenzügen, nicht dauernd gesichert ist. Der Hakenschaft bleibt alsdann nur biegungsfrei, falls seine freie senkrechte Einstellung nicht durch seine Verbindung mit dem Querträger gehindert wird. Dies lässt sich dadurch erreichen, dass man, nach Fig. 28, zwischen Schaftmutter und Träger eine Unterlegscheibe mit kugelförmiger Unterfläche einschaltet und das Auflager im Träger entsprechend kugelförmig ausdreht, während gleichzeitig die cylindrische Bohrung dem Hakenschaft genügenden Spielraum gewährt. Um zu verhindern, dass der Haken trotzdem mittelst der Mutter festgespannt wird, ist der Schaft unterhalb des Gewindes soweit zu verstärken, dass die Mutter nur die Unterlegscheibe fest gegen die Schaftschulter pressen kann, ohne den unteren Schaftbund gegen den Träger anzuziehen. Den vollkommensten Schutz gegen Biegungsanstrengung liefert die später — Text-

figur 65, S. 72, — zu beschreibende Hakenaufhängung von Hoppe mit seitlichen Schildzapfen.

Gewöhnlich begnügt man sich mit der Verstärkung des Hakenschaftes unterhalb des Gewindes und erblickt hierin einen genügenden Schutz gegen unzulässiges Anwachsen der zusätzlichen Biegungsanstrengungen. Ausserdem kann man den Schutzbund gegen Hochschieben des Hakens in der Traversenbohrung durch eine weitere Verstärkung des Hakenhalses umgehen, sorgt aber auch dann dafür, dass die Drehbarkeit des Hakens nicht durch festes Einspannen gehindert wird.

Die Schaftschraube pflegt man kräftig zu halten, um schroffe Querschnittsübergänge in die Hakenkröpfung, die wesentlich stärkere Querschnitte verlangt, zu vermeiden. Beschränkt man mit Rücksicht hierauf die Zuganstrengung im Schraubenkern vom Durchmesser  $d_1$  auf 600 kg/qcm, so folgt für die Last  $Q$

$$Q = \frac{\pi d_1^2}{4} 600$$

und der äussere Durchmesser der Schraube  $d$ , entsprechend dem mittleren Werthe

$$d_1 = 0,84 d,$$

welcher sich für stärkere Schrauben der Whitworth'schen Abmessungen findet,

$$d = \sqrt{\frac{4 Q}{0,7 \cdot 600 \cdot \pi}}$$

$$d \approx \frac{1}{18} \sqrt{Q} \quad \dots \quad \text{36.}^*)$$

Für  $Q = 1000$  kg folgt hieraus  $d = 1,8$  cm  $\approx \frac{3}{4}$ '' engl.

Für den in Fig. 28 gezeichneten Hakenträger ist eine Belastung von 6400 kg angenommen. Hierfür ermittelt sich der erforderliche Schaftbolzendurchmesser  $d = 4,44$  cm  $\approx 1\frac{3}{4}$ '' engl. Unterhalb des Gewindes ist der Bolzen auf 50 mm verstärkt und durch 55 mm Lochbohrung für den beabsichtigten Spielraum gesorgt.

Beschränkt man die Biegungsanstrengung des Hakenträgers auf 800 kg/qcm, so bestimmt sich der Durchmesser  $d$  der Endzapfen durch die Biegunsgleichung

$$3200 \cdot 1 = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot 800 = \sim 80 d^3.$$

Im Entwurf ist der Rechnungswerth  $d = 3,4$  cm auf 35 mm abgerundet.

Für den mittleren Querschnitt des Trägers folgt, wenn der äussere Durchmesser des Auges mit Rücksicht auf die Grösse der Unterlegscheibe = 110 mm angenommen wird, also  $b = 5,5$  cm ist,

$$3200 \cdot 10 = \frac{bh^2}{6} \cdot 800 \text{ oder } h = \sqrt{\frac{240}{5,5}} = 6,6 \text{ cm} \approx 65 \text{ mm,}$$

wie gezeichnet.

Die ringförmige Auflagerfläche der Unterlegscheibe hat bei 75 mm äusserem und 55 mm innerem Durchmesser 20 qcm Inhalt. Dem entspricht eine Pressung von 320 kg auf das qcm durch die Last, so dass die erforderliche geringe Beweglichkeit des Hakens für die selbstthätige Einstellung gesichert erscheint.

Alle Hakenquerschnitte zwischen dem Schaft und dem tiefsten Punkte des Hakenmaules werden gleichzeitig auf Biegung und auf Zug beansprucht.

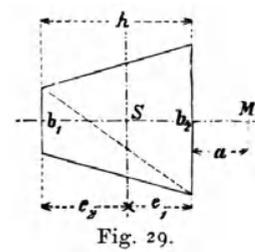
\*) Bei aussergewöhnlich schweren Haken führt die niedrige Wahl von  $k_z$  zu un bequem grossen Abmessungen für die Mutter, und darf in solchen Fällen ohne Gefahr für die Konstruktion  $k_z = 900$  kg/qcm, statt, wie hier angenommen, 600 gewählt werden, weil man gleichzeitig hierbei einseitige Kröpfungen vermeidet und entweder Widderköpfe oder, an Stelle offener Haken, geschlossene Schäkel zum Anhängen der Last anwendet. Für Bolzen über 50 mm gestaltet sich die Ausführung ferner mit flachgängigem Gewinde bequemer, als mit scharfgängigem.

Hierbei ist ausser dem Biegemoment die Krümmung des Hakens von wesentlichem Einfluss auf die Grösse der Gesamtanstrengung.

Die früher übliche Annahme zur Ermittlung von Hakenquerschnitten mit gleichgrosser Anstrengung in den äussersten gezogenen und gedrückten Fasern, dass sich der gekrümmte Haken wie ein senkrechter, einseitig belasteter Stab verhalte, unterschätzt den Einfluss der Krümmung erheblich.\*) Mit Berücksichtigung des Einflusses der Krümmung ergeben sich für gleiche Materialanstrengung der gezogenen und der gedrückten Fasern im gefährlichen Querschnitt ungeeignete und unschöne Formen.\*\*\*) Da andererseits für den leeren Rücklauf des Hakens meist noch besondere Belastungsgewichte eingeschaltet werden müssen, ist der möglichst grossen Materialersparniss für den Haken kein besonderes Gewicht beizulegen. Im Hinblick hierauf empfiehlt es sich, die Haken und Querschnittsform zunächst lediglich nach allgemeinem konstruktivem Gefühl zu entwerfen und die Zulässigkeit der Querschnittstärken nachträglich durch Rechnung, unter Berücksichtigung des Krümmungseinflusses, zu prüfen, um bei zu grosser Materialanstrengung die Annahmen entsprechend abzuändern. Das alte Verfahren kann hierbei benutzt werden, um als erste Entwurfsrechnung einen ungefähren Anhalt für die erforderlichen Querschnittsabmessungen zu liefern, indem man, mit Rücksicht auf das Unterschätzen der thatsächlichen Spannungen, die zulässige Materialanstrengung für diese Rechnungsweise entsprechend herabsetzt. Das Anwachsen der Biegungszugspannung an der Innenseite des Hakenmaules durch die gleichmässig über den ganzen Querschnitt vertheilte Zugspannung erfordert mehr Material an der Innenseite der Kehlung als aussen, wo Biegungsdruckspannungen und Zug einander entgegenwirken. Hiernach ist trapezförmiger Querschnitt in erster Linie geeignet.

**Rohe Näherungsrechnung für die erforderlichen Hakenquerschnitte auf Grund der Annahme, dass sich der gekrümmte Haken wie ein senkrechter gerader Stab mit einseitiger Belastung verhält.**

Ist  $S$ , Fig. 29, der Schwerpunkt eines Trapezes, durch den die Biegungsachse geht, und sind  $e_1$  und  $e_2$  die Abstände der äussersten Fasern von der neutralen Achse, ferner  $e_1 + e_2 = h$  die Höhe,  $b_1$  und  $b_2$  die parallelen Seiten des Trapezes,  $f$  der Flächeninhalt und  $\Theta$  das Trägheitsmoment des Querschnitts unter der gewöhnlich zutreffenden Annahme, dass der gefährliche Querschnitt —  $CD$ , Fig. 26, S. 39, — senkrecht zur Lastrichtung liegt,  $a$  der Radius der Hakenöffnung,  $Q$  die Last,  $k_2$  die Spannung der Fasern an der Innenseite und  $k$  die Spannung an der Aussenseite der Kröpfung, so erhält man, unter Vernachlässigung der Krümmung des Hakenmauls:



$$k_2 = \frac{Q}{f} + \frac{Q(a + e_1)e_1}{\Theta} \dots \dots \dots 37.$$

$$k = -\frac{Q}{f} + \frac{Q(a + e_1)e_2}{\Theta} \dots \dots \dots 38.$$

Stellt man ferner mit Rücksicht auf Materialersparniss die Forderung, dass  $k_2 = k$  werden soll, so folgt:

\*) In C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., Berlin 1902, sind Seite 490 die Fehlergrössen für die Vernachlässigung der Krümmung durch Schaulinien dargestellt.  
 \*\*) Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1885, S. 11 u. f., Abhandlung von Bagge.

$$\begin{aligned} \frac{Q}{f} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{\Theta} &= -\frac{Q}{f} + \frac{Q(a+e_1)e_2}{\Theta}, \\ \frac{2}{f} &= \frac{(a+e_1)(e_2-e_1)}{\Theta}, \\ \Theta &= \frac{(a+e_1)(e_2-e_1)}{2} f \dots \dots \dots \mathbf{39.} \end{aligned}$$

Nach den Gesetzen über die Schwerpunktlage eines Trapezes ist

$$\begin{aligned} e_1 &= \frac{h}{3} \frac{b_2 + 2b_1}{b_1 + b_2} \quad \text{und} \quad e_2 = \frac{h}{3} \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2}, \\ e_2 - e_1 &= \frac{h}{3} \frac{b_1 + 2b_2 - b_2 - 2b_1}{b_1 + b_2} = \frac{h}{3} \frac{b_2 - b_1}{b_2 + b_1}. \end{aligned}$$

Ferner

$$f = \frac{b_1 + b_2}{2} h.$$

Das Trägheitsmoment  $\Theta$  des Trapezes, bezogen auf die Schwerpunktsachse, ist gleich der Summe der Trägheitsmomente der beiden Dreiecke, in die sich das Trapez durch eine Diagonale zerlegen lässt, bezogen auf die Seite  $b_2$ , vermindert um das Produkt aus der Fläche des Trapezes und dem Quadrat des Abstandes des Schwerpunktes von der Linie  $b_2$ .

Hieraus folgt

$$\Theta = \frac{b_2 h^3}{12} + \frac{b_1 h^3}{4} - \frac{h}{2} (b_1 + b_2) e_1^2.$$

Durch Einsetzen des Werthes für  $e_1$  vereinfacht sich schliesslich der Ausdruck in

$$\Theta = \frac{b_1^2 + 4b_1 b_2 + b_2^2}{36(b_1 + b_2)} h^3.$$

Setzt man die vorstehend entwickelten Werthe in Gleichung 39 ein, so ist

$$\begin{aligned} \frac{b_1^2 + 4b_1 b_2 + b_2^2}{36(b_1 + b_2)} h^3 &= \frac{\left(a + \frac{h}{3} \frac{b_2 + 2b_1}{b_1 + b_2}\right) \left(\frac{h}{3} \frac{b_2 - b_1}{b_2 + b_1}\right) b_1 + b_2}{2} \cdot h \\ \frac{h}{3} \frac{b_1^2 + 4b_1 b_2 + b_2^2}{b_1 + b_2} &= a(b_2 - b_1) + \frac{h}{3} \frac{b_2^2 + b_1 b_2 - 2b_1^2}{b_1 + b_2}, \\ \frac{h}{3} (b_1^2 + 4b_1 b_2 + b_2^2) &= a(b_2 - b_1) + \frac{h}{3} (b_2^2 + b_1 b_2 - 2b_1^2), \\ \frac{h}{3} (3b_1^2 + 3b_1 b_2) &= a(b_2 - b_1), \\ h &= \frac{a(b_2^2 - b_1^2)}{b_1^2 + b_1 b_2}, \end{aligned}$$

mithin schliesslich 
$$h = a \left( \frac{b_2}{b_1} - 1 \right) \dots \dots \dots \mathbf{40.}$$

Es ist vorthellhaft,  $a$  so klein wie möglich zu wählen, da das Biegemoment mit der Vergrösserung von  $a$  wächst. Andererseits beschränkt der eigenartige Einfluss der Maulkrümmung die Wahl von  $b_2:b_1$ , d. h. die Näherungsrechnung unterschätzt, wie aus dem weiter unten durchgerechneten Beispiel, S. 45, ersichtlich, die Spannungen um so mehr, je grösser  $b_2:b_1$  angenommen wird, um durch grosse Werthe von  $h$  möglichst Material zu sparen.

Man findet meist

- für Seilhaken  $a = 0,75 \delta$  bis  $\delta \dots \dots \dots \mathbf{41.}$
- für Kettenhaken  $a = \delta$  bis  $1,5 \delta \dots \dots \dots \mathbf{41a.}$

unter  $\delta$  den Durchmesser des Seils oder die Ketteneisenstärke verstanden, für welche die Hakenweite bestimmt ist.

Man wählt ferner passend

$$\frac{b_2}{b_1} \leq 3 \text{ bis } 3,5 \quad \dots \quad \mathbf{42.}$$

Es folgt nun weiter aus Gleichung 39  $\frac{a+e_1}{\theta} = \frac{2}{e_2-e_1} \cdot \frac{1}{f}$ ,

und setzt man diesen Werth in Gleichung 37 ein, so erhält man

$$k_z = \frac{Q}{f} + \frac{2Qe_1}{f(e_2-e_1)},$$

$$\frac{k_z f}{Q} = 1 + \frac{2e_1}{e_2-e_1}$$

und nach Einsetzung der früher aufgestellten Werthe

$$\frac{k_z}{Q} \cdot \frac{b_1+b_2}{2} h = 1 + \frac{3}{h} \cdot \frac{b_1+b_2}{b_2-b_1} = 1 + \frac{2(b_2+2b_1)}{b_2-b_1} = \frac{3(b_2+b_1)}{b_2-b_1}$$

$$b_2 - b_1 = \frac{6Q}{k_z h} \quad \dots \quad \mathbf{43.}$$

In dieser Gleichung darf, wie schon oben hervorgehoben, mit Rücksicht auf den Einfluss der in der Rechnung zunächst vernachlässigten Hakenkrümmung, welche die Zuganstrengung erheblich vermehrt, nur ein entsprechend kleinerer Werth als die zulässige Anstrengung gesetzt werden, d. h.  $k_z \leq 750 \text{ kg/qcm}$ . Die Gleichungen 40, 42 und 43 genügen zur Bestimmung von  $h$ ,  $b_1$  und  $b_2$  im gefährlichen Querschnitt der Hakenkröpfung.

Man rundet zur Schonung des in den Haken einzuhängenden Seils oder Kettenringes die Ecken des Trapezes, unter möglichster Erhaltung der theoretischen Querschnittsform, ab und lässt diese Abrundung an der Innenfläche nach unten zunehmen, so dass sich im tiefsten Punkt der Hakenöffnung die Wölbung möglichst dem einzuhängenden Ringe anschmiegt. Im übrigen lässt man das trapezförmige Grundprofil in der Hakenkröpfung sowohl nach dem Schaft zu, als nach der Hakenspitze, allmählich in ein Kreisprofil übergehen.

Beispiel. Für einen Kettenhaken, der zu einer losen Rollenflasche gehört und mit 3000 kg belastet werden soll, ist der Durchmesser der tragenden Schraube nach Gleichung 36

$$d = \frac{1}{18} \sqrt{3000} = \sim 3 \text{ cm} = \sim 1\frac{1}{4}'' \text{ engl.}$$

Der Schaft unterhalb des Gewindes ist auf 35 mm zu verstärken.

Wählt man den Halbmesser des Hakenmaules, mit Rücksicht auf die einzuhängende Kette von 18 bis 20 mm Eisenstärke,  $a = 30 \text{ mm}$ , das Verhältniss der parallelen Trapezseiten des gefährlichen Querschnittes  $b_2 = 3,5 b_1$ , und setzt ferner  $k_z$  vorläufig  $= 750 \text{ kg/qcm}$ , so folgt aus Gleichung 40

$$h = 3(3,5 - 1) = 7,5 \text{ cm}$$

und aus Gleichung 43

$$b_1 = \frac{6 \cdot 3000}{2,5 \cdot 750 \cdot 7,5} = \sim 1,2 \text{ cm,}$$

$$b_2 = \sim 4,2 \text{ cm.}$$

Hiermit ist der Haken Fig. 30, S. 45, entworfen, indem die äussere Maulkröpfung durch einen Kreis vom Halbmesser 86 mm hergestellt ist, dessen Mittelpunkt um 19 mm seitlich von der inneren Hakenmaulmitte abliegt.

### Genauere Ermittlung der Hakenanstrengung unter Berücksichtigung der Festigkeitsgesetze für gekrümmte Stäbe.

Unter Berücksichtigung der Hakenkrümmung bestimmt sich die Spannung einer Faser im Abstände  $\eta$  von der Biegungsachse, welche man durch den Schwerpunkt des untersuchten Querschnitts legt,

$$\sigma = \frac{Q}{f} + \frac{M_b}{fr} + \frac{M_b}{\alpha fr} \frac{\eta}{r + \eta} \dots \dots \dots 44. *)$$

Hierin ist  $Q$  die Last = 3000 kg,

$f$  der beanspruchte Querschnitt =  $\frac{b_1 + b_2}{2} h = 20,25$  qcm,

$r$  der ursprüngliche Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser =  $e_1 + a = 6$  cm, da  $e_1 = \frac{h}{3} \cdot \frac{b_2 + 2b_1}{b_2 + b_1} = 3$  cm ist,

$M_b = -Qr$  (negativ, weil das biegende Moment den ursprünglichen Krümmungsradius zu vergrössern sucht),

$\eta$  der Abstand einer beliebigen Faser von der Biegungsachse, welche durch den Schwerpunkt geht, negativ auf der hohlen Seite der Krümmung, positiv auf der entgegengesetzten, im vorliegenden Fall mit den Grenzwerten für die Faser auf der Innenseite  $-\eta_{\max} = -e_1 = -3$  und für die äussere Faser  $\eta_{\max} = e_2 = 4,5$  cm.

Da für den untersuchten Querschnitt der Hebelarm des Momentes gleich dem Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser ist, d. h.  $M_b = -Qr$ , vereinfacht sich für kreisrunde Hakenmäuler die Spannungsgleichung für die beiden Grenzwerte von  $\sigma$ ,  $k_z$  und  $k$  in der am stärksten gezogenen inneren und der am meisten gedrückten äusseren Faser, und man erhält:

$$k_z = \frac{Q}{\alpha f} \cdot \frac{e_1}{r - e_1} = \frac{3000}{20,25} \cdot \frac{1}{\alpha} \dots \dots \dots 45.$$

und

$$k = -\frac{Q}{\alpha f} \cdot \frac{e_2}{r + e_2} = -\frac{3000}{20,25} \cdot \frac{4,5}{10,5} \cdot \frac{1}{\alpha} \dots \dots \dots 45a.$$

In diesen Gleichungen hat für den trapezförmigen Querschnitt  $\alpha$  den Werth

$$\alpha = -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[ b_1 + \frac{b_2 - b_1}{h} (e_2 + r) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_2 - b_1) \right\} 46.**)$$

also hier

\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl. 1902. S. 488.

\*\*) Für die Ausführung erhält man genügend genaue Abmessungen mit dem Näherungswert  $\alpha = \frac{\Theta}{fr^2}$ , — C. Bach, Elasticität und Festigkeit. 4. Aufl. S. 476 — womit Gleichung 44 die einfachere Form annimmt:

$$\sigma = \frac{Q}{f} + \frac{M_b}{fr} + \frac{M_b}{\Theta} \frac{\eta}{1 + \frac{\eta}{r}} \dots \dots \dots 44a.$$

Schärfer und leicht zu benutzen ist das Verfahren von Bantlin zur Bestimmung von  $\alpha$  mit beliebig weit durchführbarer Annäherung an den genauen Werth von

$$\alpha = -\frac{1}{f} \int \frac{\eta}{r + \eta} df \text{ durch geometrische Konstruktion des Verhältnisses } r : (r + \eta) \text{ Z. d. V.}$$

d. I. 1901, S. 164. Vergl. hierzu den Auszug in Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 33, und die Entwicklung und Benutzung des Verfahrens im vorliegenden Werk, Bd. I, Kapitel: „Gekrümmte Krahnbalcken.“

$$\alpha = -1 + \frac{12}{5,4 \cdot 7,5} \left\{ \left[ 1,2 + \frac{3}{7,5} \cdot 10,5 \right] \ln \frac{10,5}{3} - 3 \right\} = -1 + 0,296 \{ 5,4 \cdot 1,253 - 3 \}$$

$$\alpha = 0,115.$$

Damit folgt schliesslich  $k_z = \sim 1290 \text{ kg/qcm}$

und  $k = \sim - 550 \text{ kg/qcm}$ .

Mit Rücksicht auf die genaue Rechnung und das für Haken zu verwendende vorzügliche Schmiedeeisen erscheinen die auf Grund der rohen Entwurfsrechnung gewählten Abmessungen hier noch gerade ausreichend, wenn man erwägt, dass durch zufälliges Anwachsen der Anstrengung der Haken zunächst nur etwas aufgebogen und durch Vergrösserung des Krümmungsradius widerstandsfähiger wird, während die Bruchgefahr noch weit abliegt. Immerhin ist die Verwendbarkeit des Hakens in dieser Form nur für Handbetrieb statthaft, bei dem starke Überschreitungen der ruhenden Belastung durch Beschleunigungswiderstände nicht zu befürchten sind. Die genaue Rechnung legt die groben Fehler der ursprünglichen Rechnungsannahmen klar und zeigt, dass ausser der sehr erheblichen Erhöhung der Zuganstrengung auch die ursprüngliche Voraussetzung, dass Zug- und Druckfestigkeit des Materials gleichmässig ausgenutzt werden, keineswegs erfüllt wird.

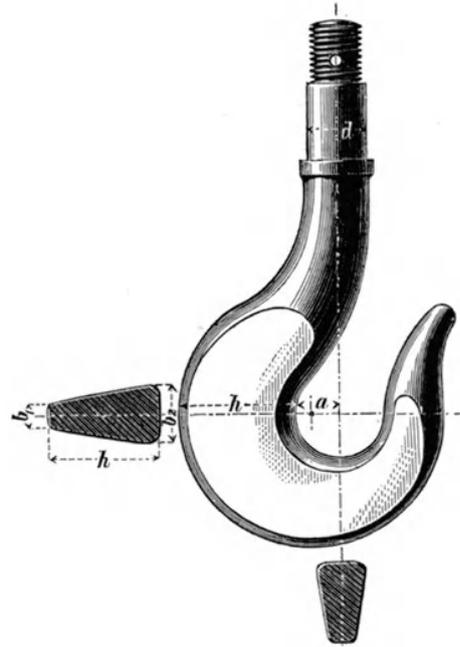


Fig. 30. 1 : 5.

Wählt man  $b_2 = 3 b_1$ , so ergibt sich aus der Näherungsrechnung für die auf  $750 \text{ kg/qcm}$  geschätzte Materialanstrengung

$$h = 6 \text{ cm}, b_1 = 2 \text{ cm und } b_2 = 6 \text{ cm}.$$

Mit diesem auf Kosten der Höhe durch grössere Breiten verstärkten Querschnitt ermitteln sich die genau bestimmten Anstrengungen aus der Prüfungsrechnung

$$k_z = \sim 1070 \text{ kg/qcm}$$

$$k = \sim - 500 \text{ kg/qcm}.$$

Das Ergebniss weist darauf hin, dass für  $b_2 = 3,5 b_1$  der Schätzwert für die auftretende Anstrengung niedriger zu wählen ist, als für  $b_2 = 3 b_1$ , so dass der Materialaufwand in beiden Fällen ganz unwesentlich verschieden ausfällt, wenn man die genau berechneten Anstrengungen auf die gleichen Grenzwerte für  $k_z$  beschränkt. Im wesentlichen können also nur Formrücksichten für die Wahl des einen oder des anderen Verhältnisses geltend gemacht werden.

### b. Doppelhaken.

Für grosse Lasten wendet man meist statt des einfachen Hakens einen Doppelhaken, den sogenannten Widderkopf an, Fig. 31, S. 46, der durch die

symmetrische Lastvertheilung günstiger als der einfache Haken beansprucht wird. Der Schaft des Widderkopfes ist, je nachdem der Haken vollständig

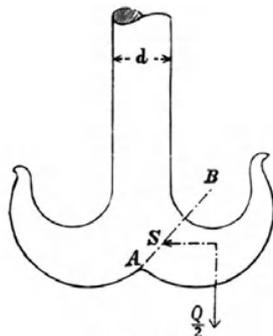


Fig. 31.

frei beweglich oder in seiner Beweglichkeit beschränkt wird, genau wie beim einfachen Haken zu berechnen, unter Benutzung der Formel 36. Für nicht vollständig frei bewegliche Haken ist die Schaftlänge kurz zu halten, um die Biegungsbeanspruchungen bei schiefer Hakenstellung möglichst zu beschränken. Da sich bei der Doppelanordnung der Hakenmäuler die Hakenkröpfungen erst ziemlich nahe an der tiefsten Stelle des ganzen Hakens trennen, reicht es aus, wenn man den Querschnitt der Hakenkröpfung  $AB$  in der Richtung zwischen dem Trennungspunkte  $A$  der Hakenkröpfungen und dem Mittelpunkte  $B$  des Hakenmauls berechnet. Nachdem man den Schaftdurchmesser  $d$  bestimmt hat, entwirft man zunächst die Maulkröpfung

nach dem Gefühl meist mit kreisrundem oder mit elliptischem Querschnitt, unter Berücksichtigung der für die innere Maulweite in den Gleichungen 41 und 41a für den einfachen Haken aufgestellten Regeln. Hierauf misst man in dem Entwurf den Abstand der Lastrichtung von dem Schwerpunkt  $S$  des gefährlichen Querschnitts, und setzt diesen Abstand als Lastarm für das Moment  $M_b$  der biegenden Kraft in Rechnung. Zur Bestimmung des Momentes ist  $\frac{Q}{2}$  in zwei Komponenten parallel und senkrecht zum gefährlichen Querschnitt zu zerlegen, von denen die eine das Moment erzeugt, die andere den Querschnitt gleichmässig auf Zug beansprucht. Bezeichnet  $r$  in Übereinstimmung mit den früheren Rechnungen den Krümmungsradius  $BS$  der Schwerpunktfaser und  $e = SA$  den Halbmesser des kreisförmigen oder elliptischen Querschnitts, so ist in die Gleichung für die Biegungsanstrengung 44 für  $\alpha$  der Werth einzusetzen

$$\alpha = \frac{1}{4} \left( \frac{e}{r} \right)^2 + \frac{1}{8} \left( \frac{e}{r} \right)^4 + \frac{5}{64} \left( \frac{e}{r} \right)^6 + \dots *)$$

Je nach dem Ergebniss ist der angenommene Querschnitt beizubehalten oder abzuändern, bis die grösste Anstrengung innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt.

### c. Sicherheitshaken.

Hängt die Last in Form eines Kübels mit steifem Bügel am Haken, so besteht die Gefahr, dass der Bügel bei grossen Hubgeschwindigkeiten und plötzlicher Unterbrechung der aufsteigenden Bewegung durch die Bewegungsenergie aus dem Hakenmaul herausspringt, aber auch bei langsam arbeitenden Bauaufzügen mit Kübeln kann der Fall eintreten, dass das Fördergefäss durch pendelnde Schwingungen des Hakenseiles während des Senkens sich auf Gerüsttheile aufsetzt und sein Tragbügel aus dem Hakenmaul herausschnappt. Als Schutz hiergegen dienen die sogenannten „Sicherheitshaken“.

Der Brown'sche Sicherheitshaken, Kanadisches Patent Nr. 22 295 vom 26. August 1885, Fig. 32, für Kübel amerikanischer Umladevorrichtungen mit unmittelbarem Übergang der senkrechten Hubbahn in die wagerechte Transportbahn — siehe Kapitel „Hochbahnkrahne“ — besitzt eine besondere

\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit. 4. Aufl. 1902, S. 481. Siehe im übrigen den Hinweis auf das Verfahren von Bantlin in der Fussnote zu Seite 44.

Schutzhülse mit Druckfeder zum selbstthätigen Verschluss des Hakenmaules. Der Haken selbst ist durch ein doppeltes Zapfengelenk allseitig beweglich und zum bequemen Ein- und Aushängen des Kübelbügels mit einem Handgriff versehen, dem sich die geschweifte Verlängerung des Maulverschlusses so anschmiegt, dass man beim Fassen des Hakens auch gleichzeitig den Verschluss zurückdrücken kann. Die Haken werden wegen ihrer verwickelten Form nicht geschmiedet, sondern aus Aluminiumbronze gegossen, die bei passender Legirung und Behandlung dem Schmiedeeisen in ihren Festigkeitseigenschaften sehr nahe kommt.

Einfacher in der Ausführung, aber auch weniger handlich, ist der S-förmige Sicherheitshaken von Gauhe, Gockel & Cie., D.R.G.M. 73 556;

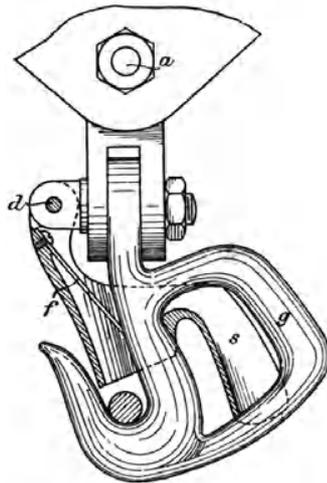


Fig. 32.

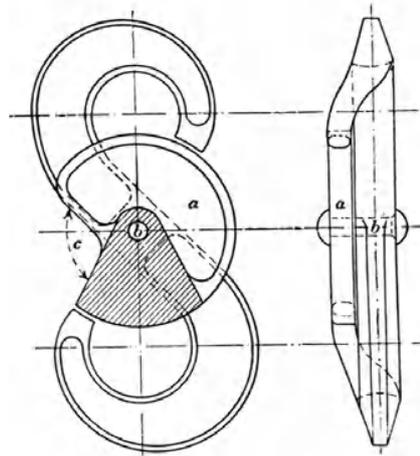


Fig. 33.

Fig. 33, dessen seitlich ausgekröpfte Mäuler durch eine drehbare Scheibe geschlossen werden, welche sich durch die ungleiche Vertheilung ihrer Eigengewichtsmasse selbstthätig in die Abschlusslage einstellt.

Auch die Hornhaken, Fig. 2, Taf. 1, lassen sich zu Sicherheitshaken ausbilden, wenn man das Horn tief nach unten führt und mit der Maulspitze nach entgegengesetzten Seiten aus der Mittelebene derart abkröpft, dass die Aufhängekette zwar zwischen beiden in das Maul eingeführt werden kann, selbstthätiges Aushaken aber nahezu vollkommen ausgeschlossen ist.

#### d. Lastbügel.

Für sehr grosse Lasten verwendet man statt der offenen Haken geschlossene Schäkkel von Steigbügelform, Fig. 1, Taf. 3, zum Einschlingen der eigentlichen Lastaufhängeketten, deren verhältnissmässig grössere Tragfähigkeit ohne weiteres ersichtlich ist. Um hierbei auch noch die Unsicherheit der Schweissung und der Festigkeitsrechnung zu beseitigen, welche den Einfluss der elastischen Formänderung der drei in gekrümmten Ecken vereinigten Stäbe auf die Spannungsvertheilung zu berücksichtigen hätte, empfiehlt sich die zuerst von Stuckenholz angewandte Ausführungsweise, den Bügel in seine Konstruktionsglieder aufzulösen, d. h. das untere Trägerstück mit Bolzengelenken an zwei Schienenpaaren aufzuhängen, die sich oben durch ein drittes Bolzengelenk in der Dreieckspitze vereinigen.

### e. Magnetische Lastklaue als Krannhaken.

Der Gedanke, den Lasthaken zum Aufnehmen von eisernen Körpern, schweren Geschossen, Walzeisen, Blechen u. s. f. durch einen passend geformten Elektromagneten zu ersetzen, ist zuerst in England und Amerika praktisch verwertet und durch mehrfache Anwendung seit einer Reihe von Jahren befriedigend erprobt.\*\*) Die damit erzielten Erfolge lassen eine weitere Verbreitung dieses Hilfsmittels erwarten, weil durch die unmittelbare Hub- und Tragkraft der Elektromagneten die zeitraubende und nicht selten mühevoll Handarbeit erspart wird, die das Freilegen der Lasten und die Anbringung der Umschlingungsketten zum Aufhängen an gewöhnlichen Haken verursacht.

Die Skizze, Fig. 34, giebt eine magnetische Klaue wieder, die von H. C. Holden für das Arsenal in Woolwich ausgeführt ist, und dort

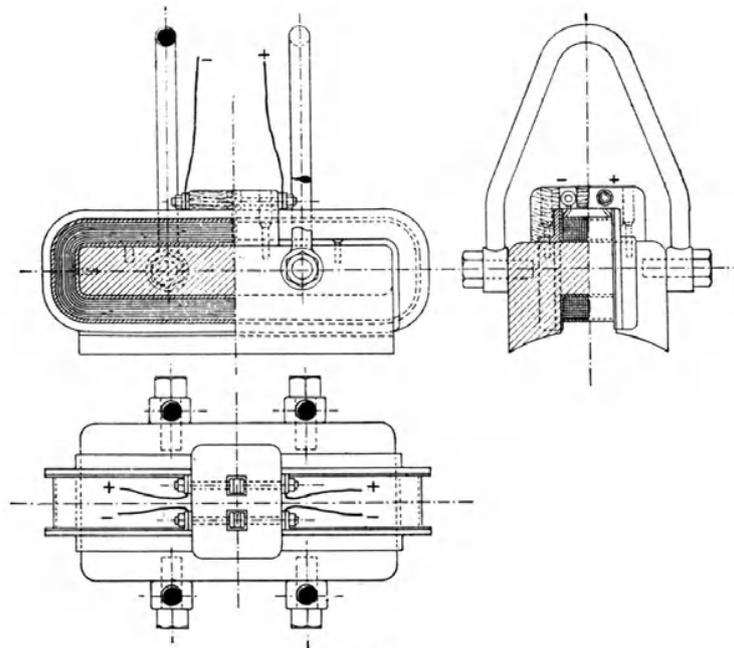


Fig. 34.

zum Heben und Fortschaffen schwerer Granaten benutzt wird.\*\*) Die Wicklung des Magneten wird durch starke Metallflansche und dicke Metallbänder geschützt. Die Stromzuleitung ist der Sicherheit halber doppelt durch getrennte Drähte oder Kabel vermittelt, so dass auch bei zufälliger äusserer Beschädigung der einen Leitung, die andere noch die Tragfähigkeit des Magneten aufrecht erhält. Die Stromstärke wird durch einen Anlasswiderstand und Schalthebel vom Führerstand aus geregelt. Im vorliegenden Fall schwankt der Stromverbrauch für die grösste Tragfähigkeit der Lastklaue von 1600 kg zwischen 3 und 4 Amp. und gestattet damit gleichzeitig zwei Geschosse von je 800 kg aufzunehmen, die trotz der rauhen, dick mit Ölfarbe überstrichenen Oberfläche sicher haften. Für eine Lastklaue

\*) Die ersten derartigen Magnete scheinen 1889 von der Wellman-Leaver Engineering Company für das Walzwerk der Illinois Steel Company geliefert zu sein.

\*\*) Vergl. Electrical Review Dec. 1895, S. 723. E. T. Z. 1896, Heft 12, S. 188. Iron Age 12. Aug. 1897, S. 2, und D. R. P. 82855, Elektromagnet zum Heben beliebiger Lasten von Siemens & Halske.

von 2000 kg Tragfähigkeit wird das Eigengewicht zu 115 kg und der Stromverbrauch mit 5,5 Amp. bei 110 Volt angegeben und in einem anderen Fall für 5 Tonnen ungefähr 4 Amp. von 240 Volt. Die Stromkabel leitet man zweckentsprechend derart über Rollen, dass sie eine senkrechte Schlinge zum Einhängen einer losen Rolle mit Spanngewicht bilden, um sie beim Auf- und Niedergehen der Lastklaue in geordnetem Lauf zu halten. Die Form der Lastklaue lässt sich auch so wählen, dass sie die Pole eines Hufeisenmagneten bildet, um in dem freien Mittelraum zwischen den Magnetschenkeln einen gewöhnlichen Kettenhaken unterzubringen und je nach Bedarf mit diesem oder mit der magnetischen Klaue Lasten aufnehmen zu können. Statt dessen kann man auch zwei Kettenhaken in Hornform aussen an den Seitenflächen des Magneten befestigen.

Nimmt man Platten oder eiserne Träger vom Lager auf, so kann leicht der Fall eintreten, dass mehrere Stücke gleichzeitig hängen bleiben; es genügt aber dann kurzes Öffnen des Stromkreises, um durch den remanenten Magnetismus nur das unmittelbar gefasste Stück festzuhalten und die übrigen abzuwerfen. Bei geeigneter Konstruktion der magnetischen Lastklauen lassen sich auch heisse Blechtafeln und Stahlgussblöcke von mässiger Rothglühhitze aufnehmen, doch nimmt die Tragfähigkeit mit der Temperatur rasch ab.

Die E. A. G. vorm. Schuckert & Co. führt die Krahnlastmagnete in vier Grössen für Gleichstrom von 110, 220 oder 500 Volt aus.

No.	Form	Durchmesser mm	Tragkraft kg	Wattverbrauch
0	kreisrund	182	200	50
I	"	382	1000	300
II	"	525	2000	500
III	länglich	792 × 242	1000	700

Die in der Liste angegebene Tragkraft ist etwa nur die Hälfte der wirklichen, weil man mit einem gewissen Sicherheitsüberschuss arbeiten muss, da andererseits Erschütterungen, Stromschwankungen, unvollkommene Flächenberührung u. s. f. die Tragfähigkeit ganz bedeutend herabsetzen können.

Wegen dieser unberechenbaren Zufälligkeiten ist die Verwendung von Lastmagneten nur auf Lagerplätzen zulässig, die vom Krahnführer allein beherrscht werden, ohne dass Arbeiter gezwungen sind, sich unterhalb der schwebenden Last aufzuhalten, und überall da ausgeschlossen, wo die Lasten über besetzte Arbeitsplätze oder Verkehrswege einer Werkstatt fortzubewegen wären.

#### f. Hakengeschirre.

Häufig sind, wie bereits S. 41 angedeutet, noch besondere Belastungsgewichte oberhalb des Hakens einzuschalten, vergl. die Skizze Fig. 35, um das freie Trum gespannt zu halten und den leeren Haken beim Auslösen der Windensperrung selbstthätig mit genügender Geschwindigkeit zu senken. Die Belastung besteht im einfachsten Fall aus einer gusseisernen Kugel, die man mit diametralem Loch giesst, um sie über die Kette bis zum Haken streifen zu können. Grössere Gewichte werden häufig zweitheilig ausgeführt und durch ihre Verbindungsschrauben auf dem Kettenende fest-



Fig. 35.

geklemmt. Je nach der verfügbaren Hubhöhe und dem Platzbedarf etwa eingeschalteter Pufferfedern wählt man längliche oder mehr scheibenförmige Gewichtformen. Die zusätzliche Hakenbelastung durch totes Gewicht ist von den Eigenwiderständen der Maschine beim Leerrücklauf und dem zu

leistenden Beschleunigungsantrieb abhängig und wird zum Theil an den fertig aufgestellten Winden durch nachträgliche Bleieingüsse in das Belastungsgewicht nach Wunsch genauer geregelt. Vergl. Fig. 613, Bd. II, S. 686. Je nach den sonstigen Verhältnissen findet man hierfür Gewichtsmassen von 50 bis 70 kg und darüber.

Frei hochgewundene Lasten können an einfachen Gliederketten und Seilen ohne besondere Zwischenglieder gedreht werden. Gall'sche Ketten verlangen Kugeldrehlager für den Haken. Hängt die Last an mehreren Seil- oder Kettensträngen eines Flaschenzuges, so pflegt man auch hier den Lasthaken in die Unterflasche mit einem Kugeldrehlager einzubauen und bisweilen die Oberflasche in gleicher Weise leicht drehbar aufzuhängen.

Bei Hebezeugen, welche mit grossen Hubgeschwindigkeiten arbeiten, sind die anfänglichen Beschleunigungswiderstände der Last durch Federwerke abzufangen, um Stösse und Überanstrengungen fernzuhalten, da sowohl die Lastträger, Seile und Ketten, wie das Triebwerk nur für die ruhende Grenzlast berechnet zu werden pflegen und sich die Steigerung durch ruckweises Anheben der Last höchstens schätzungsweise im Entwurf berücksichtigen lässt.

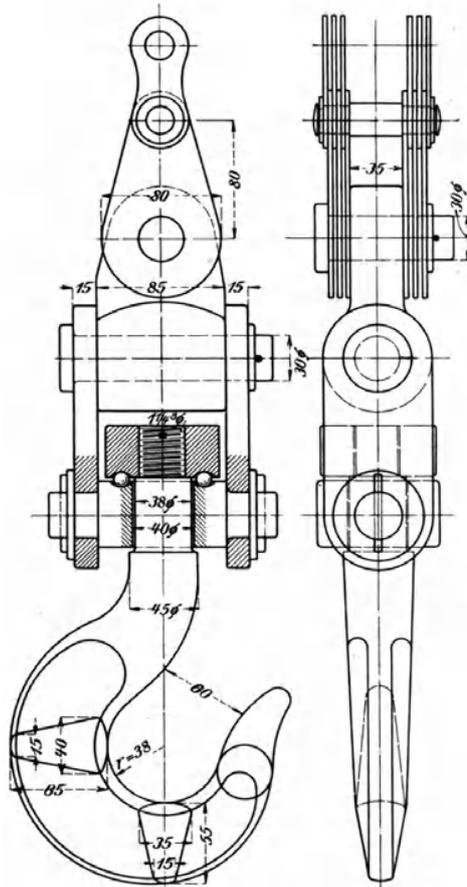


Fig. 36. 1:5

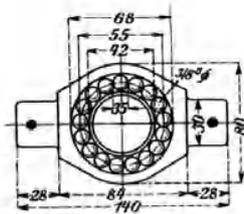


Fig. 37. 1:5.

#### Haken mit Kugellager und Kegelrollen.

Figur 36 u. 37 veranschaulicht die Verbindung eines Lasthakens für 3 t mit einer Gall'schen Kette unter Einschaltung eines Kugellagers nach einer Ausführung der Benrather Maschinenfabrik, Fig. 7 u. 8, Taf. 62, eine ähnliche Ausführung der Maschinenfabrik Oerlikon und Fig. 9 u. 10 auf derselben Tafel einen Doppelhaken ebenfalls mit Kugellagerring.

#### Kugel-Hakenlager.

Bezeichnet  $Q$  die Last,  
 $d$  den Kugeldurchmesser in cm,  
 $i$  die Kugelzahl,

so ist die Belastungsfähigkeit derartiger Kugellager mit langsamer Drehung in grösseren Zeiträumen

$$Q \leq 200 i d^2 \quad . . . . . 47.$$

gehärtete Stahlkugeln und Stahllaufflächen mit halbkreisförmigem Rillenprofil vorausgesetzt, dessen Halbmesser etwas grösser als  $0,5 d$ , etwa  $0,6 d$  bis  $0,7 d$  gewählt wird.

Für ebene und kegelförmige Laufflächen sinkt die Belastungsfähigkeit auf

$$Q \leq 100 i d^2 \quad . . . . . 47a.$$

Will man bei ebenen Laufflächen die Eindrehung einer Führungsnuthe in die Laufbahn vermeiden, so wird eine besondere Führungsscheibe, wie für die Kugellager von Schnecken — siehe die späteren Fig. 168 u. 169 nothwendig — welche die Kugeln in ringförmig vertheilten Löchern aufnimmt und ihre Laufbahn durch die eigene Mittelpunktbohrung centrirt. Liefert die erforderliche Kugelzahl störend grosse Laufbahndurchmesser, so wendet man mehrreihige Kugellager an. Für die Laufflächen verwendet man naturharten Stahl oder setzt besonders gehärtete Ringe ein. In dem Ausführungsbeispiel, Fig. 37, enthält das Lager 17 Kugeln von  $\frac{3}{8}'' = 0,95$  cm und genügt damit der Bedingungsgleichung 47.

#### Kegelrollen-Hakenlager.

Statt der Kugeltraglager findet man bisweilen auch Stützlager aus einem Kranz dicht aneinandergelegter kegelförmiger Walzen zwischen kegelförmigen Scheiben und wählt hierfür die Belastung

$$Q \leq 60 i d \cdot l \quad . . . . . 48.$$

wenn  $i$  die Walzenzahl,  $d$  den mittleren Durchmesser und  $l$  die tragende Länge in cm bezeichnen.

#### Hakengeschirr mit Tragfeder für 800 kg.

Figur 2 bis 4, Taf. I, stellen das vollständige Hakengeschirr einer hydraulischen Winde für 800 kg ruhende Last dar und entsprechen den in Hamburg für die Lukenwinden der Freihafen-Lagerhausspeicher gewählten Ausführungen. Das hohle Belastungsgewicht bildet gleichzeitig den Schutzmantel für die innenliegende Kegelfeder, die mit 200 kg Zug gespannt eingesetzt ist und durch 1000 kg vollständig zusammengepresst wird. In den oberen Schäkel wird das Windendrahtseil eingeschlungen, während zwischen dem Federbügel und dem Lasthaken ein Kettenstück von 1 m Länge mit allmählich nach unten abnehmenden Gliedern eingeschaltet ist. Erfahrungsgemäss wird durch dieses Kettengehänge das Einschwenken der Last in die Speicherluken wesentlich erleichtert. Das obere Hakenhorn über der Maulspitze hindert den Haken, sich beim freien Aufsteigen an der Aussenseite der Speicher in Lukenöffnungen oder an den Laibungen von Fensterbogen zu fangen. Die in Hamburg gemachte Wahrnehmung, dass bei Hakenseilen mit starker Selbstdrehung bisweilen die Sicherheitsplinte der Tragbolzenmuttern durch die Drehkraft abgewürgt werden und dann schliesslich das ganze Hakengeschirr auseinanderfällt, hat Eilert veranlasst, die Mutter zur leichteren Überwachung, wie in Fig. 38, S. 52, oben auf den Kopf der Glocke zu setzen und ausserdem den Federbügel der Lasthakenkette in dem hohlen Belastungsgewicht durch Schrauben von aussen festzuklemmen.

Berechnung einzelner Theile des Hakengeschirrs, Fig. 2—4, Taf. I. Der obere Schäkel wird durch den Seilzug auf Biegung beansprucht. Durch den festen Materialzusammenhang des gekrümmten Theiles mit den senkrechten Schenkeln ist die auf Biegung beanspruchte Strecke, deren gefährlicher Quer-

schnitt in  $CD$  liegt, in den Querschnitten  $EF$  und  $GH$  als fest eingespannt zu betrachten. Berechnet man den Schäkel, unter Vernachlässigung der Krümmung, wie einen geraden, beiderseits eingespannten und in der Mitte belasteten Träger, indem man den Einfluss der Krümmung auf das weitere Anwachsen der Anstrengung dadurch schätzungsweise berücksichtigt, dass man in die Entwurfsrechnung einen verhältnissmässig kleinen Werth für die Grenzanstrengung einsetzt, etwa  $600 \text{ kg/qcm}$ , statt der unbedenklich zulässigen  $1000 \text{ kg}$ , so ergibt sich mit den Abmessungen aus der Figur, bei  $70 \text{ kg}$  Eigengewicht des Hakengeschirrs, für den Durchmesser  $d$  des gefährlichen Querschnitts:

$$M_b = \frac{870 \cdot 4,5}{8} = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot 600 = \sim \frac{d^3}{10} \cdot 600,$$

$$d = \sim 2 \text{ cm},$$

wie in der Ausführung.

Das in Textfigur 39 wiedergegebene Schäkelauge wird durch den Bolzen im unteren Theile ebenfalls auf Biegung beansprucht und ist im Querschnitt  $ML$  am meisten gefährdet. Vernachlässigt man die hier auch bei einigem Spielraum im Auge stattfindende günstigere Lastvertheilung auf eine gewisse endliche Fläche, gegenüber den ungünstigen Einflüssen der ganz besonders engen Krümmung des belasteten Auges, und wendet dieselbe Schätzungsrechnung wie vorher an, indem man die Last in der Mitte wirkend annimmt und die Einspannung des tragenden Theiles durch den Materialzusammenhang berücksichtigt, so folgt aus der Figur:

$$M_b = \frac{435 \cdot 3,5}{8} = \frac{1,5 h^2}{6} \cdot 600,$$

$$h = \sim 1,2 \text{ cm}.$$

wofür sich in der Ausführung die reichlich gewählte Abmessung  $15 \text{ mm}$  findet.

Der Schäkelbolzen ist in der Mitte gleichmässig belastet und liegt bei dem Bohrungsspielraum in den Augen frei auf. Auf die etwa durch stärkere Durchbiegung allmählich auftretende Einspannwirkung der Augen ist für die Rechnung keine Rücksicht zu nehmen, da erhebliches Durchbiegen des Bolzens in den üblichen Belastungsgrenzen nicht eintritt.

Gestattet man im Hinblick auf die weitgehende Sicherheit der Rechnungsgrundlagen  $800 \text{ kg/qcm}$  Biegungsanstrengung für den Bolzen, so ergibt sich für den mittleren gefährlichen Querschnitt aus der Fig. 4 Taf. 1:

$$M_b = 435 (2,25 - 0,75) = \frac{\pi}{32} d^3 \cdot 800 = \sim 80 d^3$$

$$d = \sim 2 \text{ cm}.$$

In gleicher Weise bestimmen sich die erforderlichen Abmessungen des unteren Schäfels.

Der Haken ist zwischen der unteren Maulkehlung und der oberen Kröpfung, welche in das Schutzhorn ausläuft, mit so grosser Krümmung entworfen, dass die Rechnung für diesen Theil, unter Berücksichtigung der Querschnittsneigungen, auf Grund der für gerade Stäbe und Belastung ausserhalb der Mittellinie gültigen Gesetze durchgeführt werden kann. In der Ausführung sind die Anstrengungen auf dieser Strecke auf  $400$  bis  $500 \text{ kg}$  für das Quadratcentimeter beschränkt.

Für den in Fig. 3, Taf. 1, eingezeichneten Querschnitt in der Nähe der grössten Maulweite sind, falls man der Rechnung das punkirt eingezeichnete Trapez  $abcd$  zugrunde legt, in die Spannungsgleichung,  $\sigma = \frac{P_n}{f} + \frac{M_b}{f r} + \frac{M_b}{\kappa f r} \cdot \frac{\eta}{r + \eta}$  folgende Werthe einzusetzen:

$P_n$ , d. i. die Komponente der Last senkrecht zum Querschnitt =  $730 \text{ kg}$ ,

$$f = \frac{3,4 + 1,5}{2} \cdot 5 = 12,25 \text{ qcm},$$

$$M_b = -800 \cdot 5 = -4000 \text{ kgcm},$$

$$r = 5,5 \text{ cm}.$$

Ferner für  $\eta = -e_1 = -2,2 \text{ cm}$ , und  $\sigma = k_2$

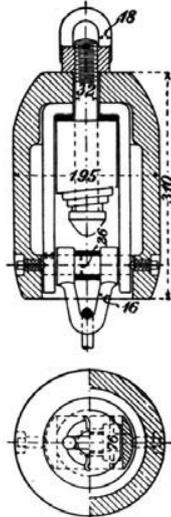


Fig. 38.

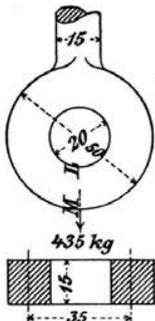


Fig. 39.

sowie für  $\eta = e_2 = 2,8 \text{ cm}$  und  $\sigma = k$ .

Schliesslich

$$\begin{aligned} \alpha &= -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2)h} \left\{ \left[ b_1 + \frac{b_2 - b_1}{h} (e_2 + r) \right] \ln \frac{r + e_2}{r - e_1} - (b_2 - b_1) \right\} \\ &= -1 + \frac{11}{4,9 \cdot 5} \left\{ \left[ 1,5 + \frac{1,9 \cdot 8,3}{5} \right] \ln \frac{8,3}{3,3} - 1,9 \right\} \text{ d. i. } \alpha = 0,074. \end{aligned}$$

Hiermit ergibt sich die grösste Zugspannung  $k_z = \sim 535 \text{ kg/qcm}$  und die grösste Druckspannung im untersuchten Querschnitt  $k = -275 \text{ kg}$ . Der Haken ist durchgehends sehr kräftig entworfen.

## 5. Berechnung der Rollenzüge.

Alle verschiedenen Verbindungen mehrerer zusammenwirkender Rollen zu einem sogenannten Rollenzuge zerfallen in zwei getrennte Hauptgruppen. Man kann entweder alle losen Rollen in einem gemeinsamen Gehäuse lagern und das Lastseil von dem Befestigungspunkte abwechselnd über die einzelnen aufeinanderfolgenden losen und zugehörigen festen Leitrollen bis zum Kraftangriffspunkt führen, Fig. 40, oder jede lose Rolle für sich getrennt in eine besondere Seilschlinge hängen, deren Zugtrum die Achsenbelastung der nächstfolgenden losen Rolle bildet, Fig. 41. Im ersten Fall

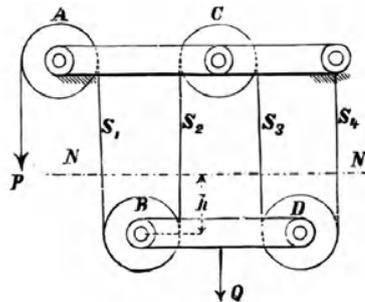


Fig. 40.

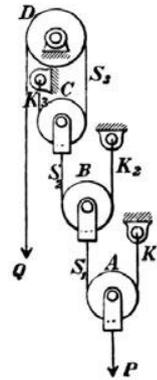


Fig. 41.

werden alle losen Rollen durch die gemeinsame Lagerung zu einer gemeinsamen, d. h. gleich grossen Hubbahn gezwungen, im zweiten Falle beschreibt jede einzelne lose Rolle eine getrennte, nur von den anderen abhängige Hubbahn von anderer Grösse.

Wir haben demnach zu unterscheiden:

1. Rollenzüge mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen,
2. Rollenzüge mit getrennter Hubbahn der losen Rollen.

Je nachdem man den Angriffspunkt der Kraft und Last miteinander vertauscht, wird die Übersetzung eines Rollenzuges nutzbar gemacht, um mit einer kleinen Antriebskraft  $P$  eine grössere Last auf Kosten der erreichbaren Lasthubgeschwindigkeit zu bewältigen, Fig. 40, oder umgekehrt mit einer grossen Triebkraft, deren Arbeitsweg beschränkt ist, eine kleinere Last auf eine der Übersetzung entsprechend grössere Höhe zu fördern, Fig. 41.

Zur Unterscheidung wollen wir, wie bei der einfachen losen Rolle, die Rollenzüge der ersten Art als „gewöhnliche oder Lastrollenzüge“, die der zweiten Art dagegen als umgekehrte Rollenzüge oder als „Treibrollenzüge“ bezeichnen.

Lastrollenzüge werden sowohl als selbständige Hebezeuge, wie als Hilfstriebwerke in Verbindung mit Rädervorgelegen bei schweren Winden benutzt. Treibrollenzüge dienen als Hilfstriebwerke zur Übersetzung des Kolbenhubes bei grossen Förderhöhen von Hebewerken mit Druckluft- oder Druckwasserbetrieb, oder bei Dampfwinden mit Treibkolben, und finden sich vereinzelt bei elektrischen Aufzügen mit Schraubenspindeln.

Die Ähnlichkeit der Rollengehäuse mit Blechwangen — vergl. Fig. 60 — mit der äusseren Form einer platten Flasche hat dazu geführt, die Gehäuse kurzweg als Flaschen und deshalb auch die Rollenzüge gewöhnlich als Flaschenzüge zu bezeichnen. Da aber diese Benennung meist auch weiter allgemein für aufhängbare Hebezeuge angewendet wird, gleichgültig ob das Triebwerk aus Rollen oder aus Räder- und Schneckenriebwerken besteht, benutze ich zur Unterscheidung hier vorzugsweise den Namen, der das Triebwerk kennzeichnet. Die dritte Benennung „Klobenzüge“ ist hauptsächlich unter Seeleuten gebräuchlich.

Die Rollenzüge mit getrennter Hubbahn der losen Rollen leiden sämtlich an dem Übelstande, dass jede einzelne der losen Rollen ein Vielfaches der Hubbahn der vorhergehenden Rolle als freie Aufzughöhe verlangt. Die Aufhänggehöhen überschreiten dann aber die nutzbare Hubbahn der tiefsten losen Rolle so wesentlich, dass man davon Abstand nimmt, den Zug als Lastrollenzug zu benutzen. Das System bietet dagegen verwertbare Eigenschaften für seine umgekehrte Anwendung als Treibrollenzug für hydraulische Winden u. s. f., denn sobald man die Triebkraft in der kürzesten Hubbahn des Rollenzuges auf die Achse der tiefsten Rolle wirken lässt, die Last dagegen an das freie Seiltrum hängt, wird die ganze Arbeitslänge des Rollenzuges für den Lasthub nutzbar gemacht, und die starken Übersetzungsverhältnisse gestatten, mit verhältnissmässig geringer Rollenzahl einen kurzen Treibkolbenhub in einen grossen Lasthub umzusetzen.

Bei den Rollenzügen mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen bleibt fast die ganze Aufhänghöhe für die Lasthebung nutzbar, gleichgültig, ob die Last am Gehäuse der losen Rollen oder am freien Seiltrum hängt, und man benutzt daher diese Bauart für beide Fälle, sowohl als Last- wie als Treibrollenzug. Für ihre Verwendung spricht in vielen Fällen auch der Umstand, dass sich die Belastung von vornherein auf mehrere Seil- oder Kettenstrecken vertheilt und dadurch schwächere Seile und Ketten genügen.

#### **a. Rollenzüge mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen als Lastrollenzüge. — Gewöhnlicher Faktorenrollenzug. — Zwillingsrollenzüge.**

Die schematische Anordnung eines Rollenzuges mit gemeinsamer Hubbahn für die losen Rollen kann in verschiedener Weise ausgeführt werden, stets umschlingt aber, wie bereits oben angedeutet, ein einziges durch den ganzen Rollenzug fortlaufendes Seil oder eine Kette die einzelnen Rollen, der Reihe nach auf- und absteigend. Die losen Rollen hängen mit der Last in den hierdurch gebildeten Schlingen und werden von den festen Rollen getragen. Ein Zug am freien Ende des Seils, dessen anderes Ende festgelegt ist, zieht alle Seilschlingen gleichzeitig aufwärts und hebt das Gehäuse der losen Rollen mit der angehängten Last. Das freie Seilende zur Aufnahme der Zugkraft kann von einer losen oder von einer festen Rolle ablaufen und das andere Seiltrum an das Gehäuse der Leitrollen oder an

das der losen Rollen angeschlossen werden. Hieraus ergeben sich demnach, ausser der Verschiedenheit der Rollenzahl, zunächst vier verschiedene Anordnungen, die nachstehend der Reihe nach erörtert werden sollen.

In Fig. 40, S. 53, ist das Rollenseil am Gehäuse der Leitrollen befestigt. Werden die losen Rollen durch einen Zug am freien Seiltrum nach  $NN$  um die Höhe  $h$  gehoben, so verkürzt sich jedes der tragenden Seilstücke unterhalb  $NN$  um die Strecke  $h$ . Diese Verkürzung kann nur durch eine entsprechende Abwärtsbewegung des freien Seiltrums bewirkt werden.

Ist  $P_0$  die ideelle Zugkraft, und bezeichnet man den Weg von  $P_0$  mit  $x$ , wenn  $Q$  um  $h$  gehoben wird, so muss für den Gleichgewichtszustand

$$P_0 x = Q h \text{ sein.}$$

$x$  ist nach dem Vorstehenden im vorliegenden Fall  $= 4h$  und allgemein für das System bei  $n$  Rollen  $= nh$  zu setzen.

Demnach 
$$\frac{P_0}{Q} = \frac{1}{n} \dots \dots \dots \mathbf{49.}$$

Da die Rollenzahl als Faktor das Verhältnis zwischen Antriebskraft und Last bestimmt, nennt man diese Rollenzüge gewöhnlich kurz „Faktorenrollenzüge“.

Bezeichnet man die Spannungen in den tragenden Seilstücken mit  $S_1, S_2$  u. s. w., so ist für  $n$  Rollen

$$S_1 + S_2 + \dots + S_n = Q.$$

Unter Benutzung der S. 13 eingeführten Bezeichnungen haben wir für die Rolle  $A$  das Verhältniss der Spannung  $P$  im ablaufenden Trum zur Spannung  $S_1$  im auflaufenden,  $\frac{P}{S_1} = \kappa_1$  zu setzen, und den Werth für  $\kappa_1$  aus Gleichung 13a zu entnehmen. Hieraus folgt  $S_1 = \frac{P}{\kappa_1}$ . Ferner für die Rolle  $B$ :

$\frac{S_1}{S_2} = \kappa_1, S_2 = \frac{S_1}{\kappa_1} = \frac{P}{\kappa_1^2}$  u. s. w., schliesslich  $S_n = \frac{P}{\kappa_1^n}$ . Wir erhalten demnach:

$$Q = \frac{P}{\kappa_1} + \frac{P}{\kappa_1^2} + \dots + \frac{P}{\kappa_1^n}$$

$$Q = \frac{P}{\kappa_1^n} (\kappa_1^{n-1} + \kappa_1^{n-2} + \dots + \kappa_1 + 1).$$

Der Ausdruck in der Klammer bildet eine geometrische Reihe von der Form  $a + af + \dots + af^{n-1}$ , deren Summe  $= \frac{a(f^n - 1)}{f - 1}$  ist. Hierin ist  $a = 1$  und  $f = \kappa_1$  zu setzen, und es ergiebt sich

$$Q = \frac{P}{\kappa_1^n} \frac{\kappa_1^n - 1}{\kappa_1 - 1},$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{\kappa_1^n (\kappa_1 - 1)}{\kappa_1^n - 1} \dots \dots \dots \mathbf{50.}$$

und der Wirkungsgrad 
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{n} \frac{\kappa_1^n - 1}{\kappa_1^n (\kappa_1 - 1)} \dots \dots \dots \mathbf{51.}$$

In Fig. 42, S. 56, ist die Abänderung des Rollenzuges für eine ungerade Rollenzahl schematisch dargestellt. Das untere Gehäuse enthält eine Rolle weniger als das obere, und das Seil ist statt am oberen Gehäuse am unteren befestigt. Die Rechnung wird hierdurch nicht beeinflusst, und die Formeln 50 und 51 gelten daher sowohl für die Rollenzüge mit gerader, wie mit un-

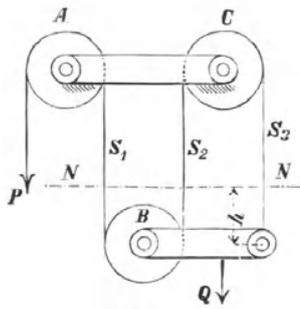


Fig. 42.

gerader Rollenzahl, unter der Voraussetzung, dass das Zugseil schliesslich von einer festen Rolle abläuft.

Für Kettenrollenzüge erhält man die entsprechenden Formelwerthe durch einfaches Vertauschen des Werthes von  $\kappa_1$  mit  $\kappa_2$  aus Gleichung 14a, S. 14. Ebenso sind für Drahtseilrollenzüge die zugehörigen Werthe von  $\kappa$  einzusetzen, deren Ermittlung, mangels ausreichender Versuche, für den besonderen Fall vorzunehmen ist, soweit nicht die früher, S. 14, mitgetheilten Angaben, durch ähnliche Verhältnisse, einen genügenden Anhalt bieten.

Tafel für die Wirkungsgrade der Faktorenflaschenzüge.

Grundwerthe für Hanfseilrollenzüge:

$$\eta = \frac{1}{n} \cdot \frac{\kappa_1^n - 1}{\kappa_1^n (\kappa_1 - 1)} \text{ und } \kappa_1 = 1 + \frac{0,006 \delta^2}{a} + \frac{2\mu r}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0,012 \delta^2}{a} + \frac{2\mu r}{a},$$

je nachdem besonders biegsame oder steifere Seile verwendet werden.

Seildicke  $\delta$ , Rollenhalmmesser  $a = 4\delta$ , Zapfenradius  $r = 0,4\delta$ , in mm, Zapfenreibungskoeffizient  $\mu = 0,08$ .

Grundwerthe für Kettenrollenzüge:

$$\eta = \frac{1}{n} \cdot \frac{\kappa_2^n - 1}{\kappa_2^n (\kappa_2 - 1)} \text{ und } \kappa_2 = 1 + \frac{0,2 \delta}{a} + \frac{2\mu r}{a} \text{ bis } 1 + \frac{0,3 \delta}{a} + \frac{2\mu r}{a},$$

je nachdem die Kette geschmiert oder trocken ist. Ketteneisenstärke  $\delta$  Rollenhalmmesser  $a = 10\delta$ , Zapfenradius  $r = 1,5\delta$ , in mm und  $\mu = 0,08$ .

Rollenzahl		$n = 2$	3	4	5	6	7	8
für Hanf- seile	$\delta = 16$	$\eta = 0,94$	0,93	0,91	0,89	0,87	0,86	0,84
		bis	0,91	0,89	0,86	0,83	0,81	0,76
	$\delta = 26$	$\eta = 0,93$	0,90	0,88	0,86	0,83	0,81	0,79
		bis	0,88	0,84	0,80	0,77	0,74	0,68
	$\delta = 36$	$\eta = 0,91$	0,88	0,85	0,82	0,80	0,77	0,75
	bis	0,84	0,80	0,75	0,71	0,68	0,64	0,61
	$\delta = 46$	$\eta = 0,89$	0,85	0,82	0,79	0,76	0,73	0,71
	bis	0,81	0,76	0,71	0,66	0,62	0,59	0,55
	$\delta = 52$	$\eta = 0,88$	0,84	0,80	0,77	0,74	0,71	0,68
	bis	0,79	0,73	0,68	0,64	0,60	0,56	0,52
für Ketten	geschmiert	$\eta = 0,94$	0,92	0,90	0,88	0,86	0,85	0,83
	trocken	$\eta = 0,93$	0,90	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80

Der Wirkungsgrad der Kettenrollenzüge ist, wie der der einzelnen Rollen, unabhängig von den Kettenstärken, sobald man, wie vorausgesetzt, die Rollendurchmesser in festem Verhältniss zur zugehörigen Kettenstärke wählt, kann aber bei grossen Hubhöhen durch das hier nicht berücksichtigte tote Eigengewicht der Ketten erheblich kleiner ausfallen.

Der Wirkungsgrad von Drahtseilflaschenzügen ist zur Zeit, so lange nicht genauere und zahlreichere Versuchsergebnisse vorliegen, nach

Massgabe der bis jetzt bekannt gewordenen Erfahrungen ungefähr nach dem Gütegrad von Kettenrollenzügen mit gleicher Rollenzahl zu schätzen und zwar für Rollen mit einem Durchmesser  $D \geq 500 \delta$  und Drahtdicken  $\delta$  etwa bis 1 mm, in angenäherter Übereinstimmung mit den vorstehenden Werthen für geschmierte Ketten und für  $D = 400 \delta$  nach den Werthen für Rollenzüge mit trockenlaufenden Ketten. Für Seile mit Drähten über 1 mm Stärke wird man den Gütegrad noch niedriger anzunehmen haben.

Anders gestalten sich die Verhältnisse, falls das Seil den Rollenzug an einer losen Rolle, statt an einer festen Rolle verlässt, wie das z. B. der Fall ist, wenn das Zugtrum von einer Windentrommel aufgenommen wird. In der schematischen Darstellung, Fig. 43, geht das Seil vom festen Gehäuse aus, der Reihe nach über die Rollen C, B und A. Hebt man durch einen Zug am freien Trum die losen Rollen mit der angehängten Last Q um h bis NN, so werden hierdurch die sämtlichen tragenden Seilstücke unterhalb NN um die Strecke h verkürzt, und das freie Seiltrum muss sich demnach um die Summe dieser Verkürzungen, d. h. um 4 h, aufwärts bewegen, oder ganz allgemein bei n Rollen, um (n + 1) h.

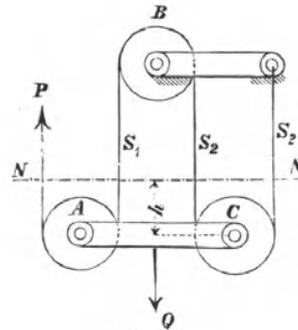


Fig. 43.

Wir erhalten für die ideelle Zugkraft  $P_0$

$$P_0(n + 1)h = Qh,$$

$$\text{also } \frac{P_0}{Q} = \frac{1}{n + 1} \dots \dots \dots 52.$$

Es ist ferner  $Q = P + S_1 + S_2 \dots + S_n$ ,  
 und da, wie früher, Hanfseilrollen vorausgesetzt,  $\frac{P}{S_1} = \alpha_1$ , d. h.  $S_1 = \frac{P}{\alpha_1}$ ,

$$S_n = \frac{P}{\alpha_1^n} \text{ ist, so folgt: } Q = P + \frac{P}{\alpha_1} + \frac{P}{\alpha_1^2} + \dots + \frac{P}{\alpha_1^n},$$

$$Q = \frac{P}{\alpha_1^n} (\alpha_1^n + \alpha_1^{n-1} + \dots + \alpha_1 + 1),$$

$$Q = \frac{P}{\alpha_1^n} \cdot \frac{\alpha_1^{n+1} - 1}{\alpha_1 - 1}.$$

Demnach 
$$\frac{P}{Q} = \frac{\alpha_1^n (\alpha_1 - 1)}{\alpha_1^{n+1} - 1} \dots \dots \dots 53.$$

und der Wirkungsgrad 
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{n + 1} \cdot \frac{\alpha_1^{n+1} - 1}{\alpha_1^n (\alpha_1 - 1)} \dots \dots \dots 54.$$

Schliesst man das Seil an das untere Gehäuse, statt an das obere an, so erhält man, Fig. 44, S. 58, in beiden Gehäusen gleiche Rollenzahlen, im ganzen Rollenzuge also eine gerade Zahl von Rollen, ohne dass sonst etwas geändert würde, so dass auch hierfür die Formeln 53 und 54 gelten, in denen n die volle Rollenzahl bedeutet.

Für Drahtseil- und Kettenrollenzüge sind dieselben Gleichungen mit den entsprechenden Ersatzwerthen für  $\alpha_1$  zu benutzen.

Die vier verschiedenen Anordnungen des Faktorenrollenzuges beschränken sich hinsichtlich der Verschiedenheit des Wirkungsgrades auf zwei Fälle, je nachdem das Zugseil von der letzten losen Rolle abläuft oder noch durch eine Leitrolle abgelenkt wird. Selbstverständlich muss der Wirkungsgrad, bei sonst gleichen Verhältnissen, günstiger ausfallen, wenn

der Seilablauf direkt von der letzten losen Rolle erfolgt. Die schliessliche Ablenkung des Seiles durch eine feste Rolle ist indess nur entbehrlich, wenn der Rollenzug als Hilfstriebwerk eingeschaltet und das Zugtrum von einem zweiten Hebetriebwerk aufgenommen wird.

Die stärkste Beanspruchung tritt in allen Fällen im freien Seil- oder Kettentrum auf, denn die Spannungen aller folgenden Seil- oder Kettenstrecken drücken sich durch  $\frac{P}{\kappa_1}, \frac{P}{\kappa_2}$  u. s. f., oder durch  $\frac{P}{\kappa_2}, \frac{P}{\kappa_2}$  u. s. w. aus, und  $\kappa_1$ , wie  $\kappa_2$  sind grösser als 1. Zur Bestimmung der Seil- und Kettenstärken ist demnach die Zugkraft  $P$  als Belastung zu Grunde zu legen. Mit

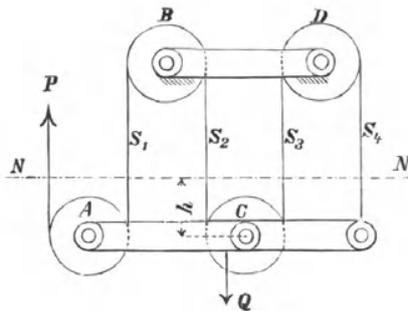


Fig. 44.

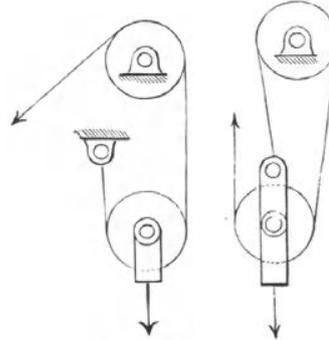


Fig. 45.

Fig. 46.

der verschiedenen Beanspruchung des Seils ist auch ungleichmässiger Verschleiss verbunden, und es empfiehlt sich daher, das Seil von Zeit zu Zeit in umgekehrter Richtung in den Flaschenzug einzuscheren.

Mit der geringsten Rollenzahl 2 entstehen für den Faktorenrollenzug die in den Figuren 45 und 46 skizzirten beiden Grundformen, deren ideales Übersetzungsverhältniss 1 : 2 und 1 : 3 ist.

Beispiel: Für einen Hanfseilrollenzug mit 6 Rollen und Seilablauf von einer Leitrolle ist bei 5000 kg Nutzlast die ideale Zugkraft  $P_0 = \frac{5000}{6} = 833$  kg.

Durch die schädlichen Widerstände vermehrt sich die Spannung in den einzelnen Seilstrecken von Rolle zu Rolle, und die stärkste Spannung im freien Seiltrum möge daher zunächst schätzungsweise = 1000 kg angenommen werden. Nach der Seiltabelle S. 18 ist hierfür ein Seil von 36 mm Stärke zu wählen.

Der Wirkungsgrad des Rollenzuges ist nach Tabelle S. 56, unter Voraussetzung eines besonders biegsamen Seiles,  $\eta = 0,80$ .

Demnach die Antriebskraft

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{833}{0,80} \sim 1040 \text{ kg.}$$

Das gewählte Seil von 36 mm Stärke und 1017 bis 1145 kg zulässiger Nutzbelastung reicht demnach aus. Die Seilrollen würden  $4 \cdot 36 = 144$  mm Halbmesser erhalten. Die erforderliche Rollenachsenstärke ist aus der Biegungsbelastung zu bestimmen, welche die zu je dreien auf gemeinschaftlicher Achse nebeneinander angeordneten losen und festen Rollen hervorrufen. Selbstverständlich fällt der Achsendurchmesser stärker aus, als, unter der Voraussetzung getrennter Rollen, für die allgemeinen Werthe der Gütegrade angenommen ist. Die Rückwirkung auf die Verschlechterung des Wirkungsgrades ist aber verschwindend klein, da die Zapfenreibung diese Werthe, im Vergleich zur SeilstEIFigkeit, überhaupt nur wenig beeinflusst.

Ein sechserolliger Kettenrollenzug besitzt bei geschmierten Ketten noch 0,86 Wirkungsgrad und erfordert daher für die gleiche Belastung, abgesehen vom Kettengewicht, nur

$$P = \frac{5000}{0,86} = \sim 970 \text{ kg}$$

Zugkraft. Hierfür genügt eine Kette von 10 mm Eisenstärke bei 100 mm Rollenhalbmesser, sofern nicht das Eigengewicht sehr langer Ketten mit zu berücksichtigen ist.

Die erforderliche Seillänge setzt sich zusammen aus der Seilstrecke zwischen der Ablaufstelle am Rollenzuge und dem Angriffspunkt der Zugkraft und aus den Seilschlingen, die sich bilden, wenn das bewegliche Rollengehäuse sich zur Aufnahme der Last in der tiefsten Stellung befindet.

Zwillingsrollenzüge. Der Vortheil der Faktorenrollenzüge, die Last von vornherein auf mehrere Ketten- oder Seilstränge zu vertheilen, und die sich hierauf stützende häufige Verwendung bei mittleren und schweren Krahen lässt sich in der Form von Zwillingsrollenzügen mit geringerer Rollenzahl und deshalb höherem Wirkungsgrad, als bei der gewöhnlichen einfachen Anordnung erreichen. Fig. 47 veranschaulicht den einfachsten Fall schematisch.

Das Latsseil ist in der Mitte zu einer Schleife zusammen gebogen und über eine festgelagerte Rolle *a* gehängt; die beiden abwärts geführten Seilstränge umschlingen die losen Zwillingsrollen der Unterflasche und laufen von hier nach oben in der Pfeilrichtung nach einer darüber liegenden Windentrommel, die beide Seilenden gleichzeitig auf- oder abwickelt. Der Flaschenzug arbeitet wie ein gewöhnlicher einfacher mit einer losen Rolle mit der Übersetzung 1:2, aber die Last vertheilt sich durch die Zwillingsanordnung auf 4 statt auf 2 Seilstränge und bietet ausserdem den werthvollen Vorzug genau senkrechter Lasthebung ohne seitliches Wandern, wenn man die Seilenden auf den beiden Trommelhälften in entgegengesetzt gewundene Spiralnuthen von den Trommelstirnflächen nach der Mitte zu symmetrisch aufwickelt. Statt einer Trommel kann man auch zwei getrennte mit gleicher Arbeitsweise anwenden.

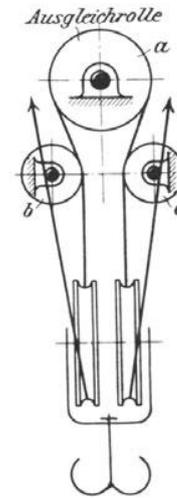


Fig. 47.

Die Rollen *b* und *c* dienen dazu, die Seilstränge der Aufhängeschlinge auf den Abstand der Zwillingsrolle in der Unterflasche zusammenzudrängen und arbeiten ebenso wenig wie *a*, die nur als Ausgleichsrolle in Thätigkeit tritt, falls in den beiden, von ihr ausgehenden Seilstrecken verschiedene Dehnungen auftreten sollten. Da das Seil in der ruhenden Schlinge ohne Bedenken sehr scharfe Biegung verträgt, beschränkt man meist den Durchmesser der Ausgleichsrolle auf den Abstand der Zwillingsrollen in der Unterflasche, um die Seitenrollen *b* und *c* zu sparen.

Durch Hinzufügen einer Oberflasche mit zwei Arbeitsleitrollen und Einbauen von zwei weiteren losen Rollen in die Unterflasche lässt sich die Zahl der tragenden Seilstränge auf 8 steigern. Die Bauart entspricht einer Zwillingsanordnung zweier einfacher Flaschenzüge mit je einer festen und zwei losen Rollen und liefert mit 6 Arbeitsrollen im ganzen eine Gesamtübersetzung 1:4.

Für die Lastvertheilung auf 6 Seilstränge durch Vereinigung zweierrolliger Züge mit je einer Leit- und einer losen Arbeitsrolle, in Verbindung mit einer losen Ausgleichsrolle in der Unterflasche, und der Gesamtübersetzung 1:3 bieten die nachstehenden Konstruktionen Ausführungsbeispiele.

Bauart Rieche, D.R.P. 119952, Fig. 48, S. 60. Rieche setzt die Oberrollen auf die gemeinschaftliche Achse der beiden Windentrommeln und lässt die Seilenden auf gleichen Seiten ablaufen. Das Seil verlässt die linke Trommel auf der Hinterseite, umschlingt die erste lose Rolle der Unterflasche von hinten nach vorn und die erste Oberrolle von vorn nach hinten, wechselt dann aber seinen Biegungssinn und umschlingt die mittlere Unterrolle von vorn nach hinten, um dann im weiteren Verlauf über die zweite Oberrolle von hinten nach vorn zur dritten Unterrolle zu laufen und diese hinten

verlassend auf der Rückseite der rechten Trommel wieder den Wickelanschluss zu erreichen.

Die mittlere Unterrolle bildet hierbei die ruhende Ausgleichrolle, von der aus sich das Seil in zwei Zweige gabelt.

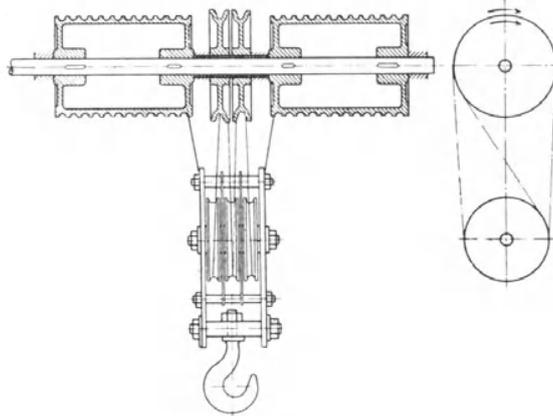


Fig. 48.

Der Gedanke, die Oberrollen zwischen den beiden Trommelhälften einzubauen, ist wegen der vollkommenen Ausnutzung der Hubhöhe des Windenwerkes beachtenswerth, aber die Unterbringung auf der durch-

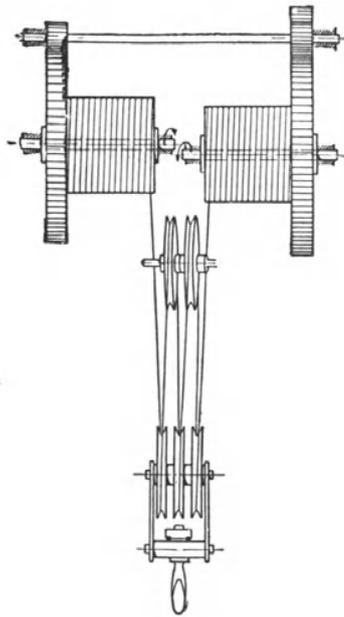


Fig. 49.

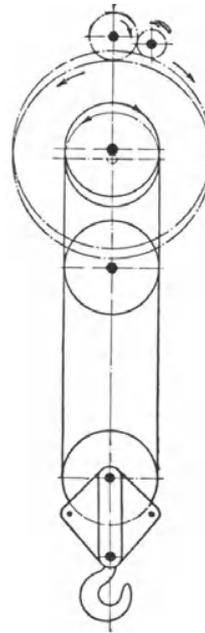


Fig. 50.

Seilführung mit Ausgleichrolle in der unteren Flasche.

laufenden Trommelachse erschwert das Ein- und Ausbauen, und auch die Art der Seilführung befriedigt wegen der vollkommenen Schränkung um  $180^{\circ}$  nicht, denn der Wendepunkt liegt zwar in einer toten, ruhenden Seilstrecke, aber der Biegungssinn des arbeitenden Seillaufes kann nur in

der einen Seilhälfte mit dem Biegungssinn der Fabrikationswicklung übereinstimmen und ist in der anderen entgegengesetzt. Das hat erfahrungsgemäss einen stärkeren Biegungswiderstand und die Neigung der Litzen, sich aufzulockern und schneller zu grunde zu gehen, zur Folge.

Bauart Stuckenholz. D.R.P. 139551. Stuckenholz vermeidet diese Mängel, indem er das Seil, Fig. 49 und 50, in stetigem Biegungssinn von der einen Trommel über den Rollenzug zur anderen auflegt und, weil hierbei das Seil die Trommeln auf entgegengesetzten Seiten verlassen muss, die Trommeln selbst zur übereinstimmenden Arbeitsweise entgegengesetzt antreibt. Dies geschieht durch eine gemeinsame Vorgelegewelle mit zwei gleich grossen Stirnritzeln und gleich grossen Trommelrädern auf der einen Seite, durch unmittelbaren Eingriff, auf der anderen unter Einschaltung eines Zwischenrades mit paralleler Versetzung der beiden getrennt gelagerten Trommelwellen gegeneinander, wie in Fig. 50 angedeutet ist. In den Ausführungen findet die Oberflasche zwischen den Trommelstirnflächen im Windenrahmen Platz und gestattet durch getrennten Einbau bequemes Einsetzen und Herausnehmen, sowie Schrägstellung ihrer Rollen, gegen die der Unterflasche, um den von Rolle zu Rolle fortschreitenden Seillauf zwischen den beiden Flaschen genau senkrecht zu führen. Die mittlere Unterrolle bildet, wie bei Rieche, die ruhende Ausgleichrolle. Im übrigen gelangt man bei beiden Systemen vom 6strängigen Zwillingsrollenzug zum 8strängigen, wenn man oben eine und unten zwei Rollen hinzufügt.

In diesem Falle gabelt sich der Seillauf von der mittleren Oberrolle aus, die in Ruhe bleibt.

**b. Rollenzüge mit gemeinsamer Hubbahn der losen Rollen als Treibrollenzüge. — Umgekehrter Faktorenrollenzug.**

Lässt man die Antriebkraft auf das bewegliche Gehäuse eines Faktorenrollenzuges wirken und hängt die Last an das freie Seiltrum, so wirkt der Rollenzug als Treibrollenzug, indem der Kraftweg in einen grösseren Lastweg umgesetzt wird. Durch die umgekehrte Laufrichtung aller Seilstrecken

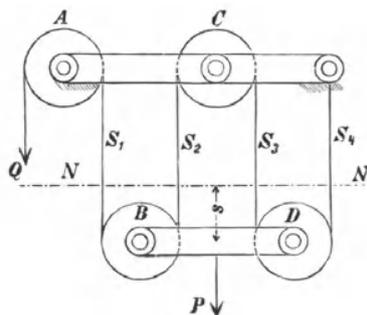


Fig. 51.

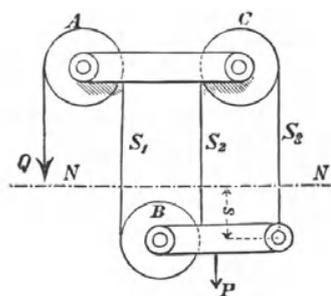


Fig. 52.

verändern sich ihre Spannungen im Vergleich zu den bisherigen Annahmen. Es sind daher die im vorhergehenden Abschnitt besprochenen vier Sonderfälle auch für die umgekehrte Anwendung zu untersuchen. Fig. 51 und 52 veranschaulichen den umgekehrten Faktorenrollenzug mit gerader und ungerader Rollenzahl für den Fall, dass das Lastseiltrum zunächst auf eine feste Rolle aufläuft. Wir erhalten in beiden Fällen für  $n$  Rollen

$$P_0 = n \dots \dots \dots 55.$$

Ist der Weg der Antriebskraft  $s$ , wenn die Last  $Q$  um  $h$  gehoben wird so muss  $P_0 s = Qh$  sein oder da  $P_0 = Qn$

$$s = \frac{h}{n} \dots \dots \dots 56.$$

Der Weg der Antriebskraft ist  $\frac{1}{n}$  der Lasthubhöhe.

Bezeichnen wir die Spannungen in den einzelnen tragenden Seilstrecken mit  $S_1, S_2$  u. s. f., so ist die Triebkraft, unter Berücksichtigung der Wirkungsverluste,

$$P = S_1 + S_2 + \dots + S_n.$$

Ferner das Verhältniss der Spannung  $S_1$  im ablaufenden Seiltrum zur Spannung  $Q$  im auflaufenden für die Rolle  $A$ ,  $\frac{S_1}{Q} = \kappa_1$ , d. i.  $S_1 = Q\kappa_1$ , ebenso für die Rolle  $B$ ,  $\frac{S_2}{S_1} = \kappa_1$ ,  $S_2 = S_1 \kappa_1 = Q\kappa_1^2$  u. s. f.,  $S_n = Q\kappa_1^n$ .

Demnach 
$$P = Q(\kappa_1 + \kappa_1^2 + \dots + \kappa_1^n),$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{\kappa_1(\kappa_1^n - 1)}{\kappa_1 - 1} \dots \dots \dots 57.$$

und der Wirkungsgrad 
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{n(\kappa_1 - 1)}{\kappa_1(\kappa_1^n - 1)} \dots \dots \dots 58.$$

Fig. 53 und 54 geben eine schematische Darstellung des umgekehrten Faktorenrollenzuges mit gerader und ungerader Rollenzahl für den Fall,

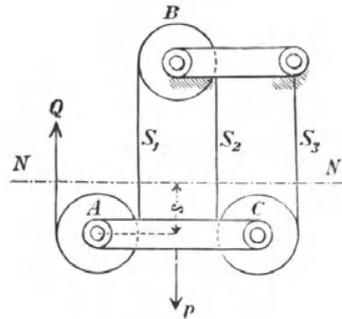


Fig. 53.

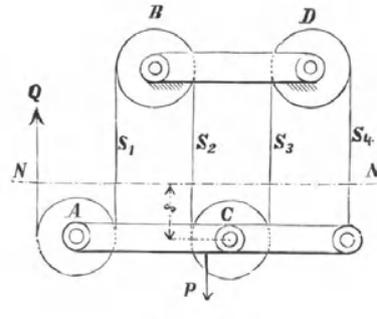


Fig. 54.

dass das Lasttrum zunächst auf eine lose Rolle aufläuft. Aus unseren früheren Betrachtungen folgt für diese beiden Anordnungen für  $n$  Rollen

$$\frac{P_0}{Q} = n + 1 \dots \dots \dots 59.$$

Bezeichnen wir wieder den Weg der Antriebskraft mit  $s$ , wenn die Last um  $h$  gehoben wird, so muss  $P_0 s = Qh$  sein, oder da  $P_0 = (n + 1) Q$ ,

$$s = \frac{h}{n + 1} \dots \dots \dots 60.$$

als Bestimmungsgleichung für das Verhältniss zwischen den Hubhöhen der Antriebskraft und der Last.

Ferner die Triebkraft  $P = Q + S_1 + S_2 + \dots + S_n$ .

Infolge der Spannungszunahmen in den ablaufenden Seilstrecken, im Verhältniss zu den auflaufenden, ist  $S_1 = Q\kappa_1$ ,  $S_2 = Q\kappa_1^2$  u. s. f.  $S_n = Q\kappa_1^n$  zu setzen.

Es ist demnach: 
$$P = Q(1 + \kappa_1 + \kappa_1^2 + \dots + \kappa_1^n),$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{\kappa_1^{n+1} - 1}{\kappa_1 - 1} \dots \dots \dots 61.$$

und der Wirkungsgrad  $\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{(n+1)(\kappa_1 - 1)}{\kappa_1^{n+1} - 1} \dots \dots \dots 62.$

Für Drahtseil- und Kettenrollenzüge gelten die Gleichungen 61 und 62 mit den entsprechenden Ersatzwerthen für  $\kappa_1$ .

Bei der Benutzung der umgekehrten Faktorenrollenzüge als Treibrollenzüge tritt die stärkste Seil- oder Kettenspannung im ruhenden Trum am Rollengehäuse auf. Für alle vorstehenden Fälle ist bei  $n$  Rollen

für Seile  $\max S_n = Q \kappa_1^n \dots \dots \dots 63.$   
 für Ketten  $\max S_n = Q \kappa_2^n \dots \dots \dots 63a.$

Diese Werthe sind für die Seil- und Kettenstärken als Belastung zu Grunde zu legen.

Beispiel: Für eine hydraulische Winde soll die Lastförderhöhe von 20 m bei 2 m Treibkolbenhub durch Einschalten eines zehnrölligen umgekehrten Faktorenflaschenzuges erzielt werden. Das Lastseil läuft aus der Förderbahn zunächst über zwei Leitrollen im Dachgeschoss und von da abwärts zur ersten Leitrolle unter dem Druckcylinder der Betriebsmaschine, deren aufrechtstehender Kolben die losen Übersetzungsrollen trägt, während die zugehörigen Leitrollen sämtlich unter dem Cylinderboden liegen. — Vergl. Fig. 5 Taf. 1. — Die Nutzlast  $Q$  beträgt 1000 kg.

Mit Rücksicht auf die Zunahme der Seilspannungen von Rolle zu Rolle steigert sich die Belastung  $S$  des stehenden, am Maschinengerüst befestigten Endtrums, unter der Voraussetzung, dass alle 12 Rollen gleich oder wenigstens annähernd gleich gross gewählt werden, auf

$$S = Q \kappa^{12}.$$

Man wird also sowohl im Hinblick auf die Beschränkung von  $S$ , wie zur Schonung des Seiles im Betriebe, in anbetracht der zahlreichen Seilbiegungen  $\kappa$  möglichst klein zu halten haben, d. h. die Rollendurchmesser möglichst gross wählen. Nimmt man ein Seil von 0,9 bis 1 mm Drahtdicke in Aussicht, so erscheinen nach der Beziehung für Rollendurchmesser 30a, S. 30, Rollendurchmesser  $D \geq 500 \delta = 550$  bis 600 mm geeignet. Entscheiden wir uns für  $D = 600$  mm, so darf bei der voraussichtlichen Seilstärke für die Gesamtverhältnisse nach S. 14.

$$\kappa = 1,04$$

gesetzt werden. Damit folgt

$$S = 1000 \cdot 1,04^{12} = \sim 1600 \text{ kg.}$$

Wählen wir hierfür aus der Tabelle S. 20 ein „besonders biegsames“ Seil von 144 Drähten, 0,9 mm Drahtdicke, 16 mm äusserem Durchmesser und 11900 kg Zerreiissfestigkeit, so ermittelt sich für Gleichung 27, S. 22, der Werth

$$k_2 = \frac{1600}{144 \cdot \frac{0,09^2 \pi}{4}} + \left( \frac{3}{8} \cdot 2150000 \right) \frac{0,09}{60} = \sim 2990 \text{ kg/qcm.}$$

Das Seil genügt, da die als zulässig erachtete Grenzanstrengung  $k_2 = 3000 \text{ kg/qcm}$  noch nicht ganz erreicht wird.

Der Wirkungsgrad des Rollenzuges bestimmt sich durch

$$\eta_1 = \frac{10(1,04 - 1)}{1,04(1,04^{10} - 1)} = \sim 0,80.$$

Der Wirkungsgrad  $\eta_2$  der beiden weiteren Leitrollen ist je  $\frac{1}{\kappa}$  und, falls für diese Rollen, in Übereinstimmung mit den obigen Voraussetzungen  $\kappa$  wieder 1,04 gesetzt werden darf, das Güteverhältniss der ganzen Seilleitung:

$$\eta = \eta_1 \eta_2^2 = \frac{0,8}{1,04^2} = 0,74.$$

Hiermit berechnet sich bei der zehnfachen Übersetzung, soweit die Nutzlast, die Seilleitungswiderstände und Rollenzapfenreibungen allein in Betracht gezogen werden, die erforderliche Triebkraft

$$P = \frac{1000 \cdot 10}{0,74} = \sim 13500 \text{ kg.}$$

Diese Verhältnisse entsprechen verbreiteten Ausführungen der Rollenzugtriebwerke hydraulischer Winden und Aufzüge für Speicher.

Die erforderliche Seillänge setzt sich zusammen aus der Seilstrecke, welche zur Umschlingung der Rollen erforderlich ist, wenn die beiden Rollengehäuse sich in der grössten Entfernung voneinander befinden, und aus dem Seilchwanz zwischen der Ablaufstelle vom Rollenzuge und der höchsten Erhebung des Seilhakens.

### c. Rollenzüge mit getrennter Hubbahn der losen Rollen. Potenzrollenzug.

Rollenzüge mit getrennter Hubbahn der losen Rollen werden aus den früher S. 54 erörterten Gründen ausschliesslich als Hilfstriebwerke zur Übersetzung des Hubes von Treibkolben, d. h. als Treibrollenzüge, angewendet. Ihre einfachste Anordnung veranschaulicht die frühere Skizze, Fig. 4I, S. 53. Jede einzelne lose Rolle ist derart gesondert aufgehängt, dass das tragende Zugtrum stets die Achse der nächstfolgenden losen Rolle belastet. Nur das freie Trum der letzten losen Rolle wird schliesslich zur Aufnahme der Last über eine Leitrolle geführt.

Nehmen wir  $n$  lose Rollen an und bezeichnen die Wirkungsgrade der einzelnen losen Rollen mit  $\eta_1, \eta_2$  u. s. f. bis  $\eta_n$  und den Wirkungsgrad der Leitrolle  $D$  mit  $\eta_{n+1}$ , so erhalten wir nach Gleichung 4, S. 2, da die einzelnen Rollen, im Gegensatz zum Faktorenrollenzug, als selbständige Getriebe aufeinander einwirken,

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \cdot \eta_{n+1} \quad \dots \quad 64.$$

Hierfür gelten die früher S. 15 u. f. entwickelten Güteverhältnisse der losen Rollen und Leitrollen.

Bei Vernachlässigung der schädlichen Widerstände ist, unter Bezugnahme auf Fig. 4I, S. 53, die Spannung  $S_1 = \frac{P_0}{2}$ ,  $S_2 = \frac{S_1}{2} = \frac{P_0}{2^2}$ , also ganz allgemein für  $n$  lose Rollen  $S_n = \frac{P_0}{2^n}$ . Unter denselben Verhältnissen würde

$$Q = S_n \text{ zu setzen sein und demnach } Q = \frac{P_0}{2^n},$$

$$\text{mithin } P_0 = 2^n Q \quad \dots \quad 65.$$

$$\text{Ferner die wirkliche Triebkraft } P = \frac{P_0}{\eta}.$$

$$\text{Hieraus folgt } P = \frac{2^n Q}{\eta} \quad \dots \quad 66.$$

Bezeichnet man schliesslich noch den Treibkolbenhub des Rollenzuges mit  $s$  und die Höhe der Lastförderung mit  $h$ , so ist

$$P_0 s = Q h \text{ oder da } P_0 = 2^n Q,$$

$$s = \frac{h}{2^n} \quad \dots \quad 67.$$

Man bezeichnet das Triebwerk als „Potenzrollenzug“, weil in dem Übersetzungsverhältniss die Zahl  $n$  der losen Rollen als Potenzexponent auftritt. Der Potenzrollenzug liefert, bei gleicher Rollenzahl, eine wesentlich stärkere Übersetzung als der Faktorenrollenzug.

Da die einzelnen Rollen des Potenzrollenzuges in gesonderten Ketten oder Seilen hängen und sie verschieden belasten, sind ihre Stärken einzeln zu berechnen, und hiernach auch die Durchmesser der zugehörigen Rollen zu bestimmen. Zu beachten ist, dass beim Heben der Last jede einzelne

Schlinge nach dem festgelegten Trum abläuft, und dass daher hier die grösseren Spannungen auftreten, welche für die Wahl der Seil- und Kettenstärken massgebend werden.

Beispiel: Eine Hebe­maschine, deren Treibkolben 1 m Hub hat, soll 1000 kg Nutzlast durch Einschalten eines Potenzrollenzuges auf 8 m Höhe heben.

Nach Gleichung 67,  $s = \frac{h}{2^n}$ , ist für  $h = 8$  und  $s = 1$ ,  $n$  die Zahl der losen Rollen = 3 zu setzen.

Die erforderliche Antriebskraft  $P$  bestimmt sich durch Gleichung 66;

$$P = \frac{2^n Q}{\eta} = \frac{2^n Q}{\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4},$$

unter Berücksichtigung der Gleichung 64, wofern man unter  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  und  $\eta_3$  die Wirkungsgrade der losen Rollen, und unter  $\eta_4$  den Wirkungsgrad der Leitrolle versteht.

Der Wirkungsgrad der losen Kettenrollen  $\frac{a - \mu r}{a + 0,1 \delta}$ , Gleichung 23, S. 17, ist für alle Kettenstärken und Rollengrössen ein und derselbe, falls man, unseren früheren Bestimmungen gemäss, den Rollen- und Rollachsenhalbmesser  $a$  und  $r$  in einem festen Verhältniss zur Kettenstärke  $\delta$  wählt. Setzt man  $a = 10 \delta$ ,  $r = 1,5 \delta$  und  $\mu = 0,08$ , so ist:

$$\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \frac{10 - 0,08 \cdot 1,5}{10 + 0,1} = 0,98 \text{ und } \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,98^3.$$

Für  $\eta_4$  ist nach Gleichung 15, S. 14, mit denselben Annahmen, dass  $a = 10 \delta$ ,  $r = 1,5 \delta$

und  $\mu = 0,08$ ,  $\frac{1}{1 + \frac{0,2 \delta}{a} + \frac{2 \mu r}{a}} = \frac{1}{1 + \frac{0,2}{10} + \frac{2 \cdot 0,08 \cdot 1,5}{10}} = 0,96$  zu setzen, und wir er-

halten schliesslich

$$\eta = 0,98^3 \cdot 0,96 = 0,90 \text{ und } P = \frac{2^3 \cdot 1000}{0,90} = \sim 8900 \text{ kg.}$$

Jedes Kettentrum der Kraftrolle  $A$ , Fig. 41, S. 53, hat demnach ungefähr 4450 kg zu tragen. Hierfür ist nach der für hydraulischen Betrieb anzuwendenden Beziehung 28 a, S. 25,

$$\delta \geq 0,04 \sqrt{Q}$$

eine Kette von mindestens 2,6 cm Eisenstärke erforderlich.

Die Achsenbelastung der Rolle  $B$  erfolgt durch die Kettenspannung  $S_1$ . Der Werth von  $S_1$  bestimmt sich durch sein Verhältniss zur Antriebskraft  $P$  für die Rolle  $A$ .

Vertauschen wir in Gleichung 21, S. 16 den Werth von  $\xi_1$  mit dem für Ketten gültigen  $\xi_2$ , so folgt:

$$\frac{P}{S_1} = v_2 = \frac{2a + 0,2 \delta}{a - \mu r} = \frac{520 + 0,2 \cdot 26}{260 - 0,08 \cdot 39} = 2,044,$$

und demnach:

$$S_1 = \frac{P}{v_2} = \frac{8900}{2,044} = \sim 4355 \text{ kg.}$$

Für die zweite Kettenschlinge, deren Schenkel annähernd mit je  $\frac{S_1}{2}$  belastet sind, ergibt sich als Kettenstärke nach der obigen Beziehung

$$\delta = 2 \text{ cm.}$$

Die letzte lose Rolle  $C$  hängt in der Lastkette, welche auch über die feste Rolle  $D$  geführt ist und am freien Ende durch 1000 kg Nutzlast in Anspruch genommen wird. Die stärkste Spannung in dieser Kette tritt im festgelegten Trum auf. Hierfür genügt eine Eisenstärke von 13 mm.

Will man prüfen, ob die gewählten Ketten den Spannungen  $K_1$ ,  $K_2$  und  $K_3$  Fig. 41, S. 53, genügen, so ist:

$$K_1 = P - S_1 = 4545 \text{ kg.}$$

Ferner

$$K_2 = S_1 - S_2 = S_1 - \frac{S_1}{v_2} = S_1 \left( 1 - \frac{200 - 0,08 \cdot 30}{400 + 0,2 \cdot 20} \right) = 4355 \cdot 0,51 = \sim 2220 \text{ kg.}$$

Schliesslich erhalten wir:

$$K_3 = Q \kappa_2^2 = 1000 \left( 1 + \frac{0,2 \delta}{a} + \frac{2 \mu r}{a} \right)^2 = 1000 \cdot 1,044^2 = 1090 \text{ kg.}$$

Die Ketten sind, auch unter Berücksichtigung dieser genaueren Werthe, ausreichend stark angenommen. Im übrigen würde es sich für die Ausführung empfehlen, schliesslich die Rollendurchmesser zur Schonung der Ketten bei lebhaftem Betriebe grösser zu wählen, als zunächst zur angenäherten Ermittlung der Güteverhältnisse in den vorstehenden Rechnungen vorausgesetzt ist, etwa  $D \geq 30 \delta$ , statt  $20 \delta$ . Ferner kommt der Ersatz der Ketten durch Drahtseile in Betracht.

Um die einzelnen Kettenlängen zu bestimmen und zu ermitteln, in welchen Höhen die verschiedenen Kettenenden zu befestigen sind, zeichnet man zunächst die losen Rollen in ihrer tiefsten Stellung und zwar

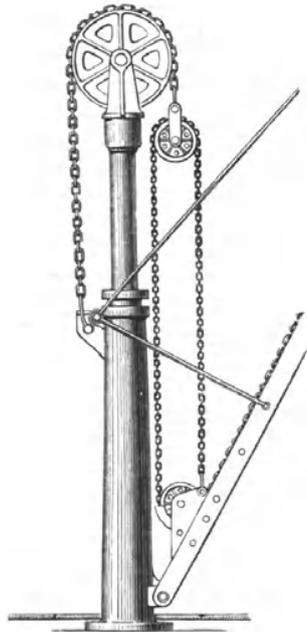


Fig. 55.

so dicht aneinander gezogen, wie es die Rollengehäuse gestatten. Die höchsten Stellungen findet man dann über den zugehörigen tiefsten, falls der Treibkolbenhub  $= s$  ist, für die Rolle  $A$  in der Höhe  $s$ , für  $B$  in der Höhe  $2s$ , für  $C$  in der Höhe  $4s$ . Die Befestigungspunkte für die tragenden Ketten sind, um die Kettenlängen möglichst zu beschränken, dicht über den höchsten Rollenpunkten anzunehmen. Die Lage der Leitrolle ist durch die freie Hubhöhe des Lasthakens bestimmt, die im vorliegenden Fall nach Gleichung 67, S. 64,  $h = 2^2 s = 8s$  ist. Die Kettenlängen ergeben sich nach Annahme der Befestigungspunkte durch die Kettenschlingen, welche von diesen Punkten nach den Rollenachsen geführt sind, und für die eigentliche Lastkette in der Schlingenlänge bis zum Lasthaken. Am besten nimmt man für diese Bestimmungen die losen Rollen sämtlich in ihren höchsten Stellungen an.

Trotz des sehr günstigen Wirkungsgrades werden Potenzrollenzüge auch in der Form, in der sie allein praktisch verwendbar sind, als Treibrollenzüge nur selten benutzt. Die freihängenden Rollen veranlassen bei dem Wechsel ihrer Beschleunigungswiderstände und lebendigen Kräfte und durch die Verschiedenheit dieser Werthe für jede einzelne Rolle störendes Schlingern. Man findet daher kaum mehr als zwei lose Rollen aneinander angeschlossen, etwa in der Art, wie die Skizze einer englischen Betriebsmaschine für hydraulische Krähne, Fig. 55, veranschaulicht.

#### d. Gruppenrollenzüge.

Ebenso, wie man lauter einzelne lose Rollen miteinander verbinden kann, lassen sich auch zusammengesetzte Rollenzüge zu einer Gruppe vereinigen. Fig. 56 veranschaulicht die Anordnung eines Gruppenrollenzuges, dessen Elemente aus dem zweirolligen Faktorenrollenzug mit dreifacher Übersetzung gebildet sind. Dem ganzen System ist eine Leitrolle hinzugefügt, um die Lastkette in die Förderbahn überzuführen.

Bezeichnet man, wie früher, mit  $s$  den Weg der Antriebskraft, mit  $h$  die Höhe der Lasthebung, so ist für einen Gruppenrollenzug aus  $m$  Elementen mit je dreifacher Übersetzung

$$h = 3^m s \quad \dots \dots \dots \quad 68.$$

Ferner  $P_0 s = Q h,$

mithin  $P_0 = 3^m Q,$

und da die Triebkraft  $P = \frac{P_0}{\eta},$

folgt schliesslich  $P = \frac{3^m Q}{\eta} \dots \dots \dots 69.$

wenn wir unter  $\eta$  den Wirkungsgrad des ganzen Gruppenrollenzuges verstehen. Im vorliegenden Fall ist  $\eta$  nach Gleichung 4, S. 2, gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden des zweirolligen

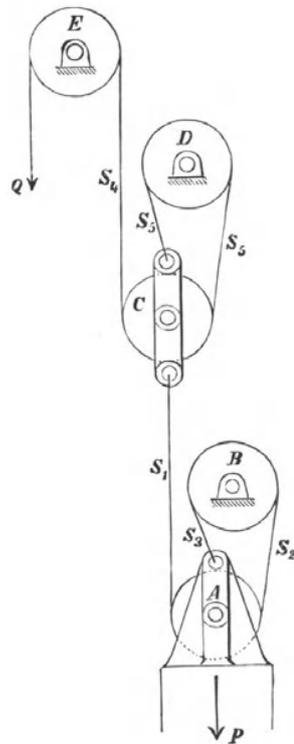


Fig. 56.

Faktorenrollenzuges, mit den Rollen A und B, und des dreirolligen, mit den Rollen C, D und E. Wir haben demnach unter Benutzung der Formeln 58 und 62, S. 62 u. 63, bei neunfacher Übersetzung

$$\eta = \frac{3(\kappa - 1)}{\kappa^3 - 1} \cdot \frac{3(\kappa - 1)}{\kappa(\kappa^3 - 1)} = \frac{9(\kappa - 1)^2}{\kappa(\kappa^3 - 1)^2} \dots \dots \dots 70.$$

wo für  $\kappa$  die entsprechenden Werthe für Ketten oder Drahtseilrollen einzusetzen sind, und die verschiedene Belastung der beiden Einzelrollenzüge ihrer Berechnung zu Grunde zu legen ist.

In Fig. 57 ist die Verbindung eines dreirolligen umgekehrten Faktorenflaschenzuges mit vierfacher Übersetzung und eines zweirolligen

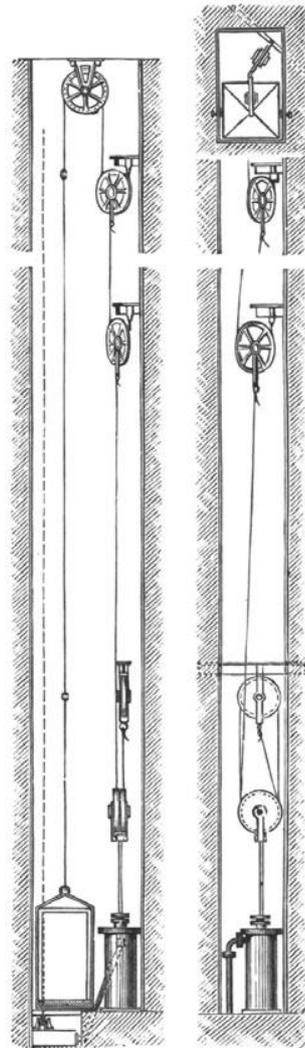


Fig. 57.

Potenzflaschenzuges skizzirt, die F. Witte in Charlottenburg für den Personenaufzug im Gebäude der General-Direktion der Reichspost in Berlin 1874 angewendet hat, um mit möglichst kleiner Rollenzahl eine Gesamtübersetzung von 1:16 für den hydraulischen Treibkolben zu erzielen und die Bewegungswiderstände, im Hinblick auf den verfügbaren geringen Betriebsdruck eines im Dachgeschoss aufgestellten Wasserbehälters, zu beschränken. Für den Betrieb sind Drahtseile von 20 mm Dicke und Rollen von nahezu 1 m Durchmesser verwendet, bei einer Nutzbelastung mit 225 kg.

Gruppenrollenzüge sind, wie Potenzrollenzüge, überhaupt nur als Treibrollenzüge verwendbar. Bezüglich des Gütegrades stehen sie den Potenzrollenzügen nach, die bei gleicher Rollenzahl das stärkste Übersetzungsverhältniss liefern, ohne durch eine grössere Zahl von Leitrollen erhöhte Wirkungsverluste zu erleiden. Zur Anwendung der Gruppenrollenzüge führt der Gesichtspunkt, dass die Zahl der losen Gehänge, im Vergleich zu den Potenzrollenzügen, beschränkt wird, aber immerhin bilden die überhaupt vorhandenen losen Gehänge und ihre störenden Einflüsse auf den ruhigen Betrieb den Grund, dass auch für Treibrollenzüge fast ausschliesslich umgekehrte Faktorenrollenzüge trotz ihres schlechteren Wirkungsgrades benutzt werden. Der Vortheil der Vereinigung aller losen Rollen in einem gemeinsamen Bock auf dem Kolbenkopfe und die Leichtigkeit einer sicheren Führung, wie die Vereinfachung der Gesamtanlage und die Verwendbarkeit schwächerer Seile und Ketten überwiegen den Nachtheil der grösseren Wirkungsverluste.

## 6. Ausführung der Rollenzüge.

### a. Tragbare Rollenzüge.

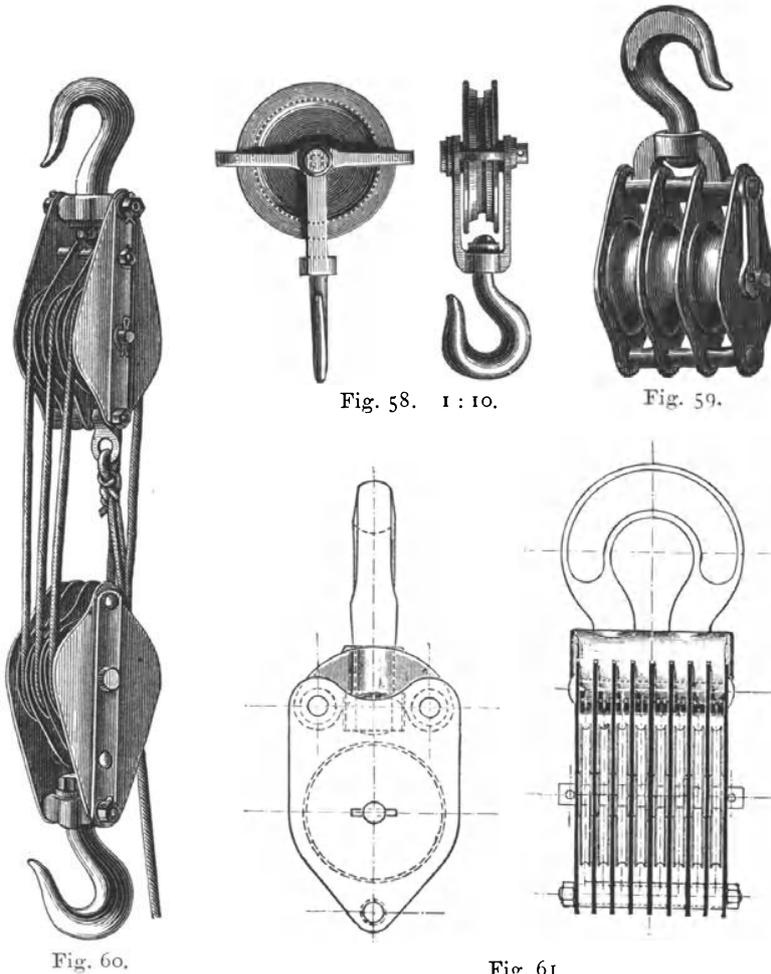
Jeder Rollenzug besteht aus mindestens einer festen und einer losen Rolle, die getrennt gelagert werden müssen. Wenn der Rollenzug als selbstständiges Hebezeug benutzt werden soll, wird die feste Rolle in einem Hakengehäuse gelagert, um den Zug am Gebrauchsort aufzuhängen. Bildet der Rollenzug einen Theil einer Hebemaschine, so werden die festen Rollen auf geeigneten baulichen Unterstützungen oder im Gerüst der Maschine, zu der sie gehören, angeordnet. Die losen Rollen werden in einem selbständigen beweglichen Gehäuse untergebracht, das in den Seil- oder Kettenlauf des ganzen Rollenzuges eingehängt wird, und, falls es das Endglied ist, den Lasthaken trägt, oder, wie bei Hebemaschinen mit Treibkolben, den Kopf des Treibkolbens bildet.

Die Gehäuse für Handrollenzüge werden meist aus Schmiedeeisen, seltener aus Stahlguss, für leichte Konstruktionen bisweilen aus schmiedbarem Guss hergestellt. Fig. 58, S. 69, zeigt die einfachste Ausführung mit einem Schutzbügel für den Kettenlauf.

Wenn, wie bei den Faktorenrollenzügen, mehrere Rollen in demselben Gehäuse unterzubringen sind, ordnet man sie auf einer durchgehenden Achse nebeneinander an, um die ganze Konstruktion möglichst zusammenzudrängen. Die Wangen des Gehäuses, Fig. 59, sind aus Blech gebildet und durch aussen aufgelegte Schienen zur Aufnahme der Achsen verstärkt.

Beim Lastheben verkürzt sich jedes einzelne tragende Seil- oder Kettenstrum, und die Verkürzung pflanzt sich nach dem freien Trum in der Weise fort, dass jedes folgende, ausser der eigenen Verkürzung, auch noch die der vorhergehenden auszugleichen hat, so dass über jede einzelne Rolle verschiedene Seillängen fortlaufen, im Verhältniss 1:2:3 u. s. f. Hierdurch wird bei gleichen Grössen eine verschiedene Umlaufgeschwindigkeit der

einzelnen Rollen bedingt, und sie müssen daher auf der gemeinschaftlichen Achse lose angeordnet werden. Um die freitragende Länge der Achse zu



beschränken und sie möglichst schwach ausführen zu können, sind die einzelnen Rollen durch Zwischenbleche getrennt, welche die Achse unterstützen und ausserdem das Ableiten der Seile aus den Rollenumfangsnuthen verhindern.

Figur 60 zeigt die übliche Bauart eines gewöhnlichen Seilrollenzugs nach einem Muster der Mannheimer Maschinenfabrik von Mohr & Federhaff, der auch für Ketten benutzbar ist.

Figur 61 und 62 veranschaulichen eine kräftigere Verbindung der Zwischentragbleche mit den Kopfstücken nach einem D.R.G.M. von Gauhe, Gockel & Cie. in Ober-

lahnstein. Die sorgfältig in Schlitzte der geschmiedeten Kopfstücke eingepassten Zwischenbleche unterstützen die Rollennachse zuverlässig, gestatten deshalb wesentlich dünnere Achsen als sonst und liefern eine sehr steife Flaschenkonstruktion, die bei geeigneten Vorkehrungen für die Rollenschmierung auch für Krahnrollenzüge in Betracht kommen kann. Die Ausführung Fig. 61 mit 8 Rollen nebeneinander ist eine ungewöhnliche und mit so grosser Zahl nur als Ausstellungstück zu betrachten.

Die verschiedenen Spannungen in den einzelnen Seil- oder Kettensträngen ziehen die Rollengehäuse im Betrieb schief. Dies lässt sich vermeiden, wenn man die Rollen mit getrennten Achsen unter, statt nebeneinander anordnet. Dann fallen aber die Flaschen sehr lang aus und die Rollen müssen verschiedene Durchmesser erhalten, um die Seilstrecken ungehindert nebeneinander vorbeiführen zu können. Man findet diese Bauart nur bei aussergewöhnlich schweren hydraulischen Aufzügen mit grosser Hubhöhe als Treibrollenflaschenzug, wo ausreichender Raum vorhanden ist und mit Rücksicht auf die grossen Kräfte dafür gesorgt werden muss, dass die Ebene der Seilkräfte genau mit der Cylinderachse zusammenfällt. \*) Ein anderer Versuch, das Schiefziehen der Rollengehäuse dadurch zu verhindern, dass man den Lasthaken ausserhalb der Mitte befestigt, ist von zweifelhaftem Werth.

### b. Krahnrollenzüge.

Figur 63 veranschaulicht die lose Flasche eines Krahns aus der Giesserei von Soest & Co. in Düsseldorf. Die Grenzbelastung beträgt 15000 kg. Sie vertheilt sich durch 2 lose Rollen auf 4 Kettenträger und erfordert eine Kettenstärke von 20 mm und Rollen von 400 mm Durchmesser. Die Glieder der Kette erhalten eine Breite von  $3,5 \cdot 20 = 70$  mm.

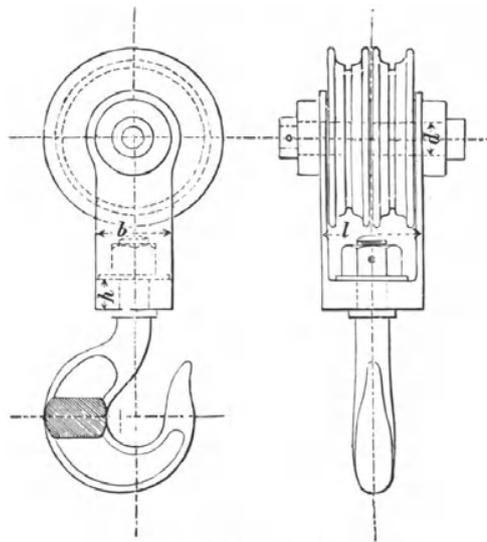


Fig. 63. 1 : 20.

Bezeichnen wir die Länge der Rollennachse bis zu den Auflagermitten mit  $L$ , den Achsendurchmesser mit  $d$ , die zulässige Biegeanstrengung mit  $k_b$  und die gleichmässig vertheilte Achsenbelastung mit  $Q$ , so ist nach der Momentengleichung für Biegefestigkeit:

$$\frac{QL}{8} = \sim \frac{\pi d^3}{32} \cdot k_b \quad \text{d. h.} \quad d = \sqrt[3]{\frac{10 QL}{8 k_b}}$$

Setzen wir für die festgelagerte schmiedeeiserne Achse mit gleichzeitiger Rücksicht auf die erforderliche Beschränkung der spezifischen Nabenpressung  $k_b = 600$  kg/qcm,  $Q = 15000$  kg und  $L$  nach der Zeichnung bis Augenmitte = 32 cm, so berechnet sich mit diesen Werthen

$$d = 100 \text{ mm.}$$

Die spezifische Pressung zwischen Rollennaben und Achse bestimmt sich durch  $k = \frac{7500}{10 \cdot 12} \sim 60$  kg/qcm, liegt also an der oberen zulässigen

\*) Siehe Textfigur 600 u. 601, Bd. II, S. 669, zum Otis-Aufzug für die North Hudson County Railway, Hoboken. Engineering May 22, 1891, oder die Maschinenanlage für den „Glasgow Harbour-Tunnel“, Engineering Mai und Juni 1895.

Grenze für seltenes Eintreten der Vollbelastung, wenn man die Naben nicht mit Rothguss ausbucht.

Die Hängeschienen sind am oberen Ende zur Aufnahme der Achse durch aufgeschweisste Augen verstärkt. Meist und mit Recht hält man sie durchweg wesentlich stärker als in der vorliegenden Ausführung, weil sie ausser auf Zug auch theilweise auf Biegung beansprucht werden, und das ganze Gehänge schwer genug ausfallen muss, um den leeren Lasthaken flott zu senken.

Der gefährliche Querschnitt des Hakenträgers liegt in der Mitte. Bezeichnen  $h$  und  $b$  Höhe und Breite des rechteckigen Querschnitts,  $l$  die Trägerlänge, so berechnet sich die Biegungsbeanspruchung durch die Last  $Q$  aus

$$\frac{Ql}{4} = \frac{bh^2}{6} \cdot k_b,$$

$k_b$  darf hier auf 900 kg/qcm gesteigert werden, weil auf die spezifische Pressung keine besondere Rücksicht zu nehmen ist. Ferner ist  $b$  in der Zeichnung nach Abzug der Bohrung für den Hakenhals = 12 cm, und  $l = 24$  cm

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 15000 \cdot 24}{4 \cdot 900}} = \sqrt{50} \text{ cm} = \sim 70 \text{ mm}.$$

Meist findet man die Bügelschienen und den Hakenträger nicht aus einem Stück hergestellt, sondern die Schienen als Hängeschienen selbstständig ausgeführt und den Hakenträger, Fig. 64, ähnlich wie die Rollenachse, mit Zapfen in die Hängeschienen eingesetzt.

Für schwer belastete Rollen pflegt man die Hängeschienen mit Blechschilden zu vernieten, um seitliche Schutzkappen für die Kette zu gewinnen und die Schienen auch in der Höhe des Rollenzapfens durch Stehbolzen gegeneinander zu versteifen.

In Fig. 65, S. 72, ist die lose Flasche eines Krahns mit Kettenrollen für 10000 kg Hakenlast aus der Montirungswerkstatt der Maschinenfabrik von Hoppe in Berlin dargestellt.\*)

Die Flasche ist aus zwei Wangenblechen mit einem Zwischenblech gebildet und dieses durch die Schraubenbolzen  $A$  und  $B$  mit den Aussenblechen fest verbunden, sowie durch gusseiserne, über die Bolzen geschobene Hülsen an Ort und Stelle gehalten. Die stählerne Rollenachse wird in

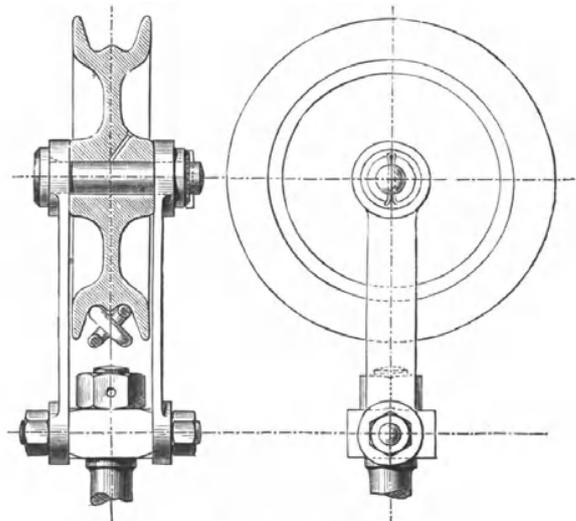


Fig. 64. 2:15.

\*) Sammlung von Zeichnungen für die „Hütte“ 1868. 12a und 12b. Die Konstruktion liefert ein Beispiel der früher selbst bei grossen Krahnrollenzügen ganz vernachlässigten Schmierung, die freilich auch durch einfache offene Schmierlöcher, Fig. 64, wie schon früher bei Fig. 16. S. 32, bemerkt, im Betrieb durchaus unzureichend vermittelt wird, sondern mindestens Staufferbüchsen verlangt und jetzt meist mit centraler und radialer Durchbohrung der Rollenachse ausgeführt wird. Vergl. Fig. 67, S. 73.

der Mitte durch das Zwischenblech unterstützt, weil der Reaktionsdruck der Achse das Blech nur in der günstigsten Weise auf Zug beansprucht. Der hierdurch hinsichtlich der Biegungsanstrengung der Achse gewonnene Vortheil für schwache Achsendurchmesser darf mit Rücksicht auf die Flächenpressung in den Rollennaben nicht zu weit ausgenutzt werden.

Mit ganz besonderer Sorgfalt ist die Aufhängung des Lasthakens entworfen, um den Einfluss des Schiefziehens der Flasche vom Hakenschaft

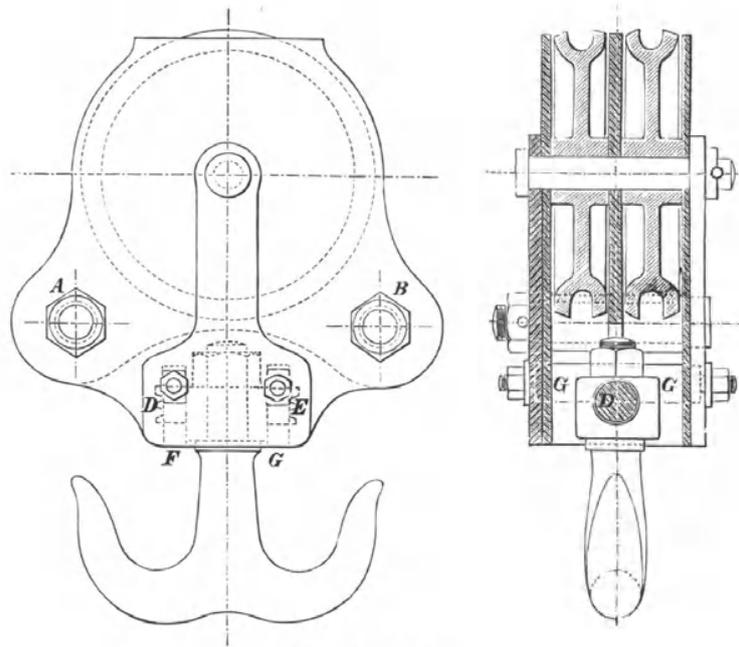


Fig. 65. 1:10.

fern zu halten. Der Hakenträger ist mit seinen Endzapfen *D* und *E* in zwei Querbalken *F* und *G* gelagert, welche ihrerseits mit prismatischen Endzapfen durch die Wangenbleche in die Verstärkungsstreifen der Flasche eingreifen und durch Verschraubung festgehalten werden. Die Achse der Hakenträgerzapfen liegt senkrecht zur Rollenachse und gestattet somit dem belasteten Haken, sich beim Schiefziehen der Flasche stets senkrecht selbstthätig einzustellen.

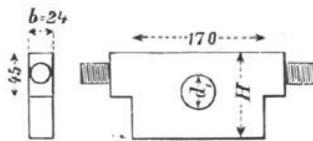


Fig. 66.

Bei der geringen Auflagerlänge der 5,2 cm starken Hakenträgerzapfen in den nur 2,4 cm dicken Querbalken, Fig. 66, liegt einer der seltenen Fälle vor, dass die Scheeranstrangung neben der Biegungsspannung des Materials massgebend für die Zapfenabmessungen wird, weil hier der Abstand der Auflagerreaktion von der Zapfenwurzel nur  $= 1,2 \text{ cm} < \frac{1}{4}$  des Zapfendurchmessers ist.\*\*) Wir erhalten die grösste Schubspannung in der Neutralfaser des Zapfens

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{5000}{5,2^2 \pi} = \sim 310 \text{ kg.}^{**})$$

\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., Berlin 1902, S. 440 u. f.

\*\*) Ebendort S. 356.

Auch hier fällt die Biegungsspannung  $k_b = \frac{1,2 \cdot 5000 \cdot 32}{\pi \cdot 5,2^3} \sim 430 \text{ kg/qcm}$  an sich noch grösser aus, als die Schubspannung; das Material erweist sich aber im Verhältniss von 5 : 4 widerstandsfähiger gegen Biegung, im Vergleich zu Schub, so dass ungefähr die Grenze zwischen beiden Bestimmungsweisen vorliegt. Streng genommen wäre die resultierende Anstrengung der biegenden und scheinenden Kräfte aufzusuchen, welche ihren grössten Werth für eine Faser erreicht, die ungefähr im Endpunkte eines unter  $30^\circ$  gegen die Neutralfaser gerichteten Halbmessers liegt und sich zu  $\sim 1,1 k_b$  ermittelt.

Die Querbalken selbst werden auf Biegung beansprucht. Der gefährliche Querschnitt liegt in der Mitte, in dem Angriffspunkt der Last von 5000 kg. Da sich an dieser Stelle die Bohrung für die Zapfen der Hakenträger befindet, nehmen im wesentlichen nur die unterhalb der Bohrung liegenden Querschnitte die Belastung auf und leisten wie bei einem eingespannten Träger Widerstand, ohne dass die verwickelten Verhältnisse eine genaue Rechnung gestatten. Dies würde der Fall sein, wenn die Zapfen frei auf dem Rücken der Querträger in offenen Pfannen gelagert wären.

Die Unterflasche mit Seilrollen für 25 000 kg Last von Friedr. Krupp-Grusonwerk, Fig. 67, liefert ein Beispiel für eine grosse Krahnflasche mit

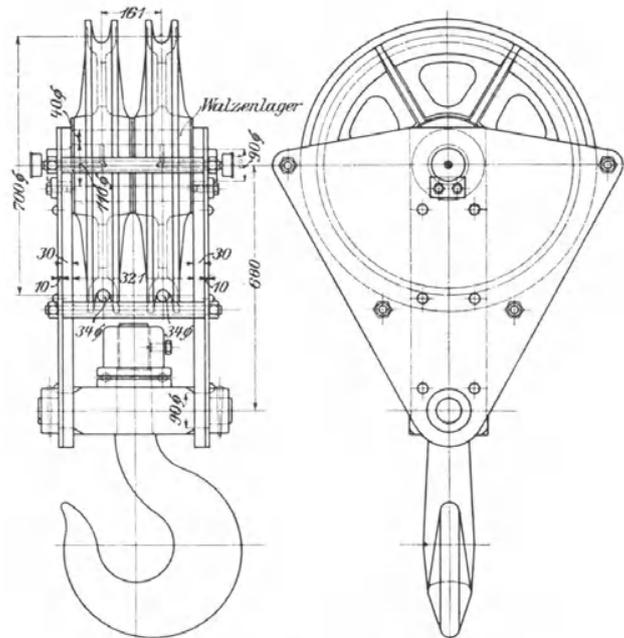


Fig. 67. 1 : 20.

Kugellager für die Hakenaufhängung und Walzenlager für die Rollennaben. Die Rollenachse wird durch zwei aussen gegen die Flaschenwangen geschraubte, in die Achsenköpfe eingreifende Flacheisenlaschen unbeweglich festgehalten. Dies jetzt weit verbreitete Verfahren erspart Kopf- und Vorsteckscheibe und verhindert ausserdem jede Achsendrehung. Die Rollen sind für das 34 mm starke Drahtseil entsprechend gross gewählt. Die Anwendung eines Walzenlagers mit 12 Walzen von 40 mm Durchmesser und 150 mm Länge in jeder Rollennabe setzt die Reibung möglichst herab und ist eine beachtenswerthe, aber freilich nicht billige Verbesserung.

#### Walzenlager.

Bezeichnet  $i$  die Walzenzahl,

$d$  den Durchmesser der Walzen in cm,

$l$  die Walzenlänge in cm,

- $Q$  die Gesamtbelastung der Walzenlager,  
 $Q_{\max}$  die grösste im Lager auftretende Belastung einer einzelnen Walze,  
 $k$  die zulässige spezifische Pressung,

so ist nach Stribeck für die tiefste, am meisten belastete Walze

$$Q_{\max} = \frac{5Q}{i} \dots \dots \dots 71.$$

$$\text{im vorliegenden Fall} = \frac{5 \cdot 12500}{12} \sim 5210 \text{ kg}$$

$$\text{und } k = \frac{Q_{\max}}{ld} = \frac{5210}{15.4} = 87 \text{ kg/qcm.}$$

Bach empfiehlt  $k$  für Stahl auf Stahl oder Stahlguss womöglich auf 60 kg zu beschränken, um der Gefahr dauernder Walzeneindrücke vorzubeugen.

Dem Walzenlager wird durch Staufferbüchsen und Centralbohrung der Achse mit radialen Ausmündungskanälen Fett zugeführt.

Fig. 1, Taf. 3, giebt die Unterflasche eines 35000 kg Krahnnes von E. Becker mit Lastbügel und loser Daumenrolle für die Gall'sche Windenkette wieder. Der Lastbügel hängt an einem Kugellager mit 17 Kugeln von 25 mm Durchmesser, deren spezifische Pressung die möglichst einzuhaltende Grenze  $k = \frac{Q}{i d^2} \leq 200$  kg nicht unerheblich überschreitet und bei Vollbelastung auch die Beweglichkeit merkbar erschwert, so dass doppelte Kugelreihen mit grösserer Kugelzahl hier erwünscht sind.

Stuckenholz verwendet für Gall'sche Ketten in den Unterflaschen seiner Krahnrollenzüge statt der Daumenräder einfache cylindrische Rollen mit einem vorspringenden Wulst und lässt die Laschen zu beiden Seiten des Wulstes hochkantig auf den Seitenrändern laufen.

Weitere Beispiele für schwere Flaschenzüge finden sich in den später behandelten Krahnkonstruktionen.

### c. Rollenzüge für Hebemaschinen mit Druckwasserbetrieb.

Fig. 5, Taf. 1 stellt die Rollenböcke einer hydraulischen Winde mit 120 mm Kolbendurchmesser, 50 Atm. Betriebsdruck und 10facher Flaschenzugübersetzung von R. Dinglinger in Cöthen dar. Die Rollenachse des Kolbenkopfes ist gegen die Achse der festen Rollen unter dem Cylinderboden versetzt, wie aus Fig. 6, Taf. 3, ersichtlich, um das Seil ohne Seitenablenkung von jeder Rolle zur nächstfolgenden überzuleiten. Die Schmier-nuthen der mittelst vorgeschraubter Stirnplatten festgehaltenen Achsen sind seitlich eingefräst und werden durch Staufferbüchsen an ihren Enden gespeist. Für die Berechnung ergeben sich die erforderlichen Anhaltspunkte aus dem früher, S. 63 behandelten Beispiel. In den ausgebuchsten Rollenabenden werden Flächendrucke bis 80 kg/qcm zugelassen.

## 7. Allgemeine Betrachtungen über die Benutzbarkeit der Rollenzüge.

Die ausserordentliche Einfachheit der Konstruktion des gewöhnlichen Flaschenzuges, die an sich unbegrenzte Hubhöhe bei genügender Seil- oder Kettenlänge, die Möglichkeit, ihn überall zu benutzen, wo sich ein genügend tragfähiger Aufhängepunkt in ausreichender Höhe findet, die fernere Möglichkeit, das ablaufende Seil- und Kettentrum durch Leitrollen zum be-

quemen Angreifen von menschlichen, thierischen oder sonstigen Zugkräften in jede beliebige Richtung ablenken zu können, haben den Rollenzügen sowohl als selbständigem Hebezeug, wie auch als Hilfsgetriebe in zusammengesetzten Hebemaschinen grosse Verbreitung verschafft.

Die allgemeine Anwendbarkeit ist begrenzt durch das beschränkte Übersetzungsverhältniss zwischen Kraft und Last, weil dasselbe von der Zahl der Rollen abhängt und sich die Wirkungsverluste mit gesteigerter Rollenzahl derartig vermehren, dass man in gewöhnlichen Flaschenzügen nur ausnahmsweise bis auf 10 Rollen geht, da gleichzeitig mit der Rollenzahl auch die erforderliche Seil- oder Kettenlänge unbequem wächst. Drahtseilflaschenzüge sind neuerdings noch mit durchschlagendem Erfolge als Treibrollenzüge für hydraulische Hebewerke mit 10 Rollen verwendet, weil sich hier die Wirkungsverluste durch die ziemlich unbehinderte Wahl grosser Rollen erheblich beschränken lassen.

Der Faktorenflaschenzug bildet ferner auch mit geringerer Rollenzahl ein sehr vortheilhaftes Hilfsgetriebe für Hebemaschinen mit Räderwerk, um, wie schon früher hervorgehoben, die Last von vornherein auf mehrere tragende Seil- oder Kettenstrecken zu vertheilen, so dass jedes Trum nur einen Bruchtheil der Last aufnimmt und schwächere Seile oder Ketten genügen. Dies ist von wesentlichem Nutzen für die übrigen Getriebe, weil hiermit auch die Trommeldurchmesser, und somit die Grösse des Lastarms und die Übersetzungen beschränkt werden. Man findet daher bei schweren Hebezeugen, wie wir später sehen werden, meist mindestens eine lose Rolle als Lastrolle angewendet und geht bis zur Einschaltung vierrolliger Flaschenzüge, in Ausnahmefällen noch weiter. Auf den Vorzug der Zwillingrollenzüge ist S. 59 u. f. hingewiesen.

Nicht weniger bedeutungsvoll ist die umgekehrte Benutzung als Treibrollenzüge für hydraulische Winden u. s. f. Auch hier begünstigt die Vertheilung der Triebkraft auf eine Reihe gleichzeitig tragender Seilstrecken die Verwendung des vielrolligen umgekehrten Faktorenflaschenzuges, und die ganze Übersetzung lässt sich in einfachster Weise mit dem Cylinder und Treibkolben verbinden, ohne die Gesamtabmessungen der Maschine störend zu vergrössern.

Als selbständige Hebezeuge verlieren die gewöhnlichen Flaschenzüge an Werth, sobald es sich um grosse Lasten oder flotten Betrieb handelt, weil sie keine Vorkehrungen zum Festhalten der schwebenden Last haben, und die Art des Handbetriebes, auch abgesehen von den hohen Wirkungsverlusten, nur geringe Arbeitsgeschwindigkeiten zulässt. Hierzu kommt noch das Bedürfniss, niedergehende Lasten womöglich mit Hilfe einer Bremse zu senken, die ebenfalls fehlt.

## **B. Rollenzüge mit Sperr- und Bremsvorrichtungen.**

Das Bestreben, die Anwendbarkeit der gewöhnlichen Flaschenzüge als selbständige Hebezeuge zu erweitern, hat dazu geführt, auch diese einfachen Maschinen mit Sperr- und Bremsvorrichtungen auszustatten, um einerseits die gehobene Last selbstthätig freischwebend zu halten, andererseits für die Lastsenkung den Lastrücktrieb durch Reibungswiderstände so weit zu vernichten, dass der Arbeiter die Senkgeschwindigkeit mit möglichst geringem Kraftaufwand beliebig regeln kann.

Selbstthätige Sperrvorrichtungen gewähren ausserdem den Vortheil, dass der Arbeiter beim Heben der Last mit beiden Händen gleichzeitig ziehen kann, während er bei den gewöhnlichen Rollenzügen die Hände abwechselnd und einzeln gebrauchen muss, um stets wenigstens eine Hand am

Seil zu haben und das Niedersinken der Last zu verhindern, wenn er mit der anderen Hand höher greift.

Die verschiedenen Konstruktionen für Seilflaschenzüge gehen meist davon aus, die Hemmung durch Druck auf das Seil zu bewirken. Bei Kettenflaschenzügen hat man dagegen, unter Anwendung einer Doppelrolle, den Zug der Lastkettentrümer derartig auf die entgegengesetzten Seiten

dieser Doppelrolle vertheilt, dass bei geringem Unterschied der Rollenhalmesser das Drehmoment der Last sehr klein ausfällt und die Widerstände der Zapfen- und Kettenreibung genügen, um es zu vernichten und die Selbsthemmung herbeizuführen.

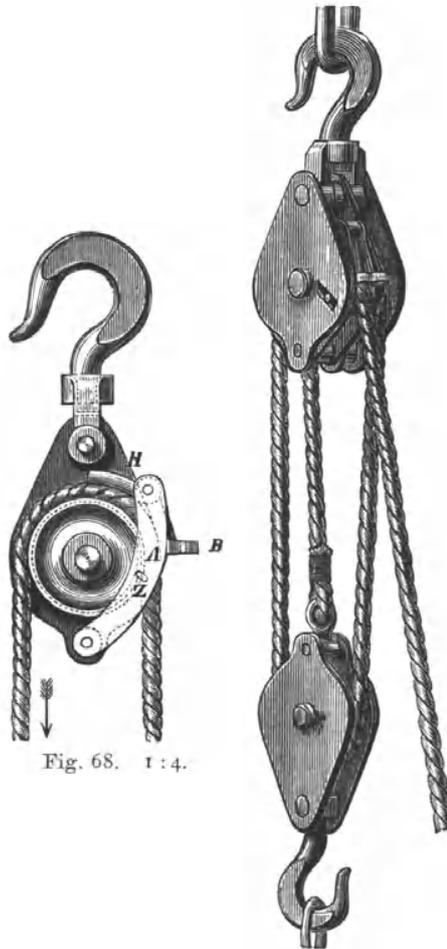


Fig. 68. 1:4.

Fig. 69.

### a. Seilklemme von Hewitt und Goff.

Durch grosse Einfachheit ist die von Georg Kieffer in Köln ausgeführte englische Patent-Seilklemme von Hewitt und Goff beachtenswerth. Fig. 68 stellt den eigentlichen Klemmapparat dar; in Fig. 69 ist ein vollständiger Flaschenzug mit dieser Vorrichtung skizzirt.

Das Seil wird durch die Klemmbacke *H* gesperrt. Der Rollenumfang und die Bahn der Klemmbacke treffen in der Nähe des Rollenscheitels unter einem Winkel zusammen, der kleiner als der Reibungswinkel ist, so dass die Klemmbacke beim Rücklauf des Seils in die Sperrlage mitgenommen wird, sobald sie sich auf das Seil niedergelegt hat. Die Backe hängt frei drehbar in einem schmiedeeisernen Bügel *A*, der sich excentrisch zur Rolle um den unteren Stehbolzen der Rollenflasche bewegen kann. Ihre Druckfläche ist concentrisch zur Rolle gekrümmt und schmiegt sich dem Seil voll-

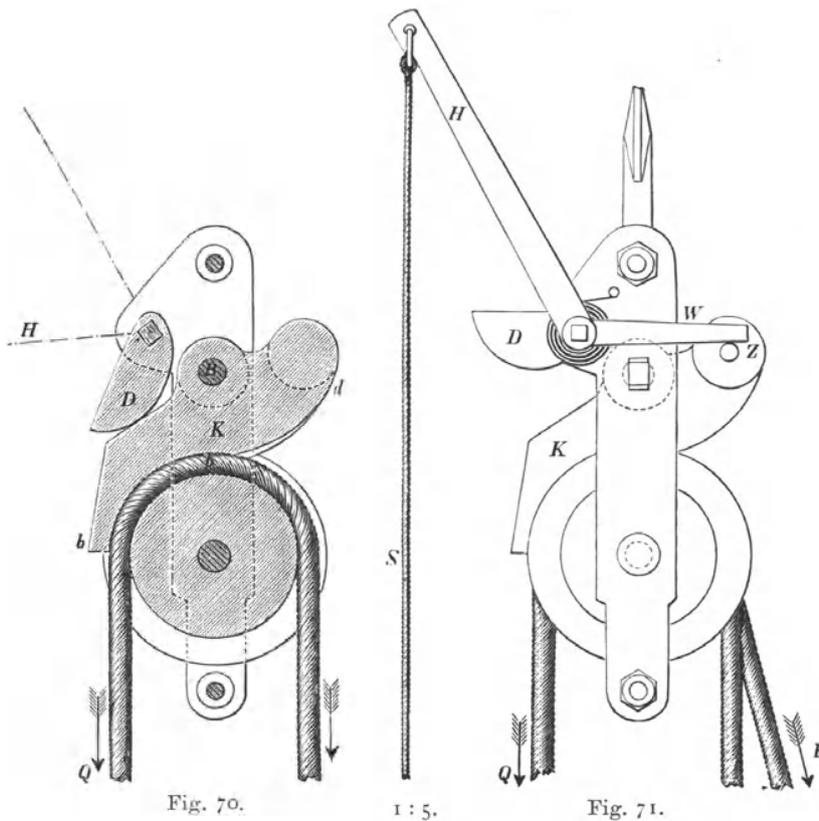
kommen an. Sobald man das Zugseil zum Lastheben abwärts zieht, folgt die Backe der Seilbewegung und löst sich, indem der Klemmhebel frei zurückfällt. Der Hebelausschlag wird durch einen kleinen seitlichen Zapfen *Z* begrenzt, der in einen gegenüberstehenden Schlitz der Flaschenwange eingreift. Gleichzeitig verhindert ein Rückenbügel *B* zu weites Ausschwingen der Klemmbacke, so dass sie sich nicht etwa mit ihrer Vorderkante in das abwärts bewegte Zugseil einklemmen kann.

### b. Klemmgesperre für Seilflaschenzüge von Cremer.

Das Klemmgesperre von Cremer — D. R. P. No. 2776 — Fig. 70 und 71, von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft ausgeführt, gestattet, das Lastseil nicht nur festzuhalten, sondern auch zu bremsen.

Cremer setzt den Bremsklotz *K* lose drehbar auf einen Gehäusebolzen *B* gerade über den Rollenscheitel, und giebt dem Bremsklotz eine doppelt gekrümmte Druckkurve, deren Zweig *bb* angepresst wird, wenn der Lastniedergang gebremst werden soll, während der andere Zweig *bd* für die Klemmung in Thätigkeit tritt.

Die Bremsung wird durch das Niederziehen des Hebels *H* vermittelt, weil sich hierbei der auf der Hebelachse sitzende Daumen *D* auf den Rücken des Bremsklotzes *K* legt, Fig. 70, und bei einem mässigen Zug an der Hebelschnur *S* durch die Hebelübersetzung einen so starken Anpressungsdruck ausübt, dass sich der Lastniedergang mit Sicherheit regeln lässt.



Sobald man die Hebelschnur loslässt, dreht sich der Bremshebel durch eine um seine Achse gelegte Spiralfeder nach oben, bis der Winkelarm *W* durch einen seitlichen Zapfen *Z* des Bremsklotzkopfes aufgefangen wird. Hierdurch sowohl, wie durch das eigene Übergewicht des Bremsklotzkopfes entsteht die Neigung des Klotzes, sich mit dem Kurvenzweig *bd* auf das Rollenseil niederzulegen. Es lüftet sich also die Bremskurve, während andererseits die Seilbewegung beim Heben der Last den Bremsklotz ohne wesentlichen Widerstand in seiner Mittellage zurückhält. Sobald man aber das Antriebseil des Flaschenzuges loslässt und das Rollenseil unter dem Einfluss der Last *Q* zurückläuft, folgt der Bremsklotz der Seilbewegung, und der Kurvenzweig *bd* wälzt sich nach dem Rollenscheitel zu auf das Seil nieder. Die Form der Kurve steigert den Druck bis zur vollständigen Klemmung und hält die Last freischwebend fest. Die plötzliche Wirkung wird dadurch etwas gemildert, dass die Drehachse *B* im Gehäuse zwischen

Gummiplättchen gelagert ist. Beim Wechsel zwischen Sperren und Bremsen des Lastseils hat man gleichzeitig mit der einen Hand die Bremshebelschnur, mit der anderen das Rollenzugseil niederzuziehen. Der Zug am Rollenseil unterstützt das Lösen des Klemmgesperres und hindert das Niedergehen der Last solange, bis durch das vollständige Niederziehen des Bremshebels die Bremskurve zur sicheren Anlage gelangt ist. Auch mit dieser Verbesserung bleibt der Seilflaschenzug nur ein brauchbares Hebezeug für mässige Lasten und nicht häufigen Gebrauch. Der vermehrte Verschleiss des Rollenseils ist ein Übelstand aller Seilbremsen.

### c. Differentialflaschenzüge.

#### α. Differential-Kettenflaschenzug von Weston.

Der Differentialflaschenzug von Weston löst die Aufgabe der Selbsthemmung für Kettenrollenzüge. Der Grundgedanke der Konstruktion ist schon oben dahin angedeutet, dass man den Lastzug durch zwei Kettenrücker an den Umfängen einer Doppelleitrolle auf entgegengesetzten Seiten zur Wirkung bringt, so dass sich die entgegengesetzten Drehmomente der Last bei genügend kleinem Unterschiede der Rollenhalbmesser nahezu das Gleichgewicht halten, und unter diesen Verhältnissen die Widerstände der Ketten- und Zapfenreibung ausreichen, um den selbstthätigen Lastnieder- gang zu verhindern.

Fig. 72 u. 73, S. 79, stellen einen Differentialrollenzug von Tangye Brothers & Holman für 10 Ctr. Nutzlast in Schnitt und Ansicht dar.

Der Zug besteht aus drei Rollen, von denen zwei mit verschiedenem Durchmesser fest miteinander verbunden in der oberen Flasche gelagert sind, während die dritte Rolle in der unteren losen Flasche untergebracht ist.

Die untere lose Rolle hängt mit ihrem Umfange in einer Kette ohne Ende, die von der einen Seite um den Umfang der grösseren der beiden oberen Rollen, von der anderen Seite in entgegengesetztem Sinne um den Umfang der kleineren oberen Rolle geführt ist, so dass das geschlossene lose Ende der Kette von den entgegengesetzten Seiten der Kopffrollen frei herabhängt.

Da in der frei herabhängenden Kettenschleife keine Spannung herrscht, ist die Kette durch Daumen in den Umfängen der oberen Rollen festgehalten. Hierfür sind nur kalibrierte Ketten verwendbar.

Der Differentialflaschenzug wird durch Ziehen an der frei herabhängenden Kettenschlinge in Thätigkeit gesetzt, und die Last steigt oder sinkt, je nachdem durch den Zug am einen oder am anderen Trum die Lastkette von der grösseren Rolle auf- oder abgewickelt wird.

Es sei nach der nebenstehenden Fig. 74.

$P$  die Zugkraft für den Antrieb des Rollenzuges beim Lastheben,

$P_0$  die ideelle Zugkraft,

$Q$  die Last,

$S_1$  und  $S_2$  die Spannungen in den tragenden Kettenstrecken,

$\delta$  die Ketteneisenstärke,

$a_1$  der Halbmesser der kleineren oberen Rolle,

$a_2$  der Halbmesser der grösseren oberen Rolle,

$a_3$  der Halbmesser der losen Rolle,

$r_1$  der Halbmesser der oberen Rollenachse,

$r$  der Halbmesser der unteren Rollenachse,

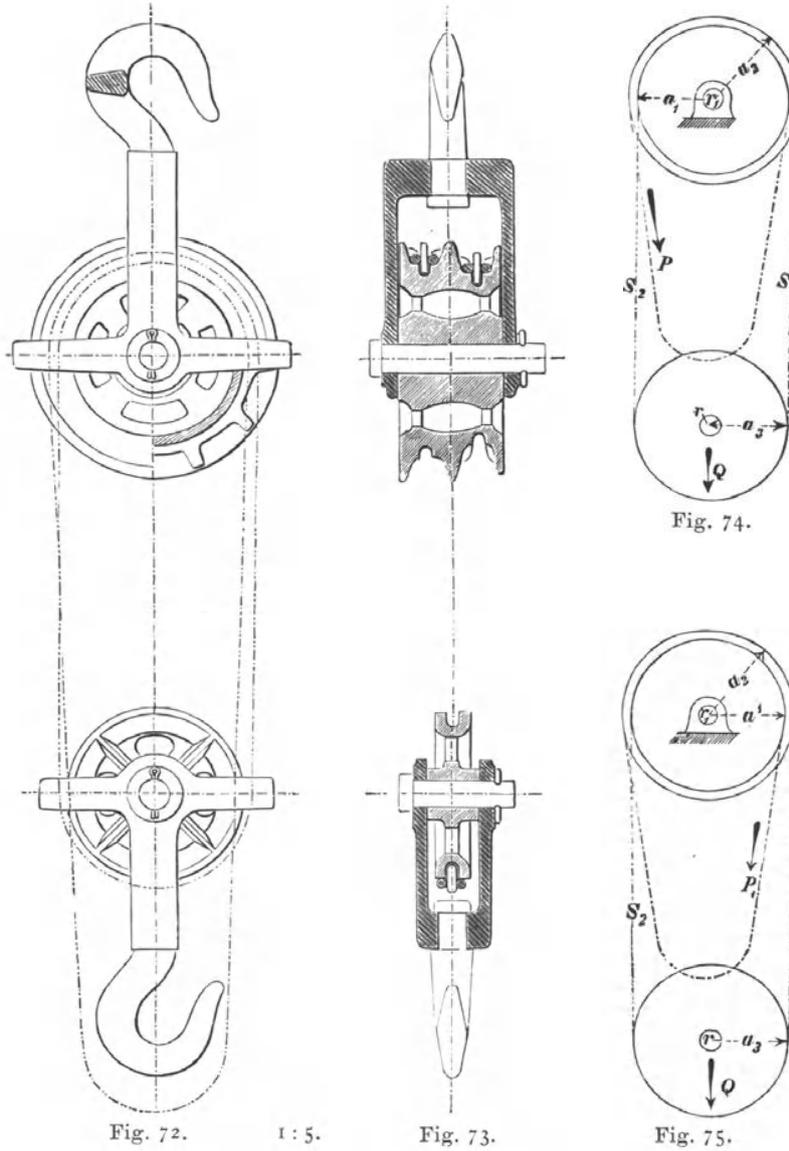
$\mu$  der Zapfenreibungskoeffizient.

Bestimmen wir zunächst die ideelle Kraft für den Antrieb des Rollen-

zuges, unter Vernachlässigung der schädlichen Widerstände, so erhält man für die obere Rolle

$$P_0 a_2 = S_1 a_2 - S_2 a_1 \text{ und } P_0 = \frac{S_1 a_2 - S_2 a_1}{a_2}.$$

Ferner für die untere Rolle  $S_2 a_3 = S_1 a_3$ , d. i.  $S_1 = S_2$



und schliesslich  $Q = S_1 + S_2 = 2S_1$  oder  $= 2S_2$ . Mit diesen Werthen erhalten wir

$$P_0 = \frac{Q(a_2 - a_1)}{2 a_2}$$

und  $\frac{P_0}{Q} = \frac{1 - \frac{a_1}{a_2}}{2} \dots \dots \dots 72.$

Berücksichtigen wir die Zapfen- und Kettenreibung, so ist nach Gleichung 14a; S. 14, für die hier eingeführten Bezeichnungen, mit Rücksicht auf die meist trocken laufenden Ketten, die Spannung in dem von der unteren Rolle ablaufenden Kettentrum

$$S_1 = S_2 \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \dots \dots \dots 73.$$

ferner  $Q = S_1 + S_2 = S_2 \left( 2 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \dots \dots \dots 74.$

An der oberen Doppelrolle wirken  $P$  und  $S_2$  als treibende Kräfte,  $S_1$ , die Zapfen- und Kettenreibung als Widerstände. Am Umfange der grösseren Rolle wickelt sich die Kette auf und ab, und es vergrössert sich daher nach Gleichung 11, S. 12, der Lastarm durch die Kettenreibung um  $\xi_2 = 0,3 \delta$ .

An der kleineren Rolle ist nur an der Ablaufstelle Kettenreibung zu berücksichtigen, da das auflaufende Trum nicht gespannt ist. Der Rollenhalmesser  $a_1$  verändert sich demnach für die Rechnung hier nicht um  $\xi_2$ , sondern nur um  $\frac{\xi_2}{2} = 0,15 \delta$ , und weil wir hier keinen Lastarm, sondern nur einen Kraftarm haben, so ist, der sonst eingeführten Vergrösserung des Lastarms entsprechend, als gleichwerthig der Kraftarm um  $\frac{\xi_2}{2} = 0,15 \delta$  verkleinert in Rechnung zu setzen, um die Kettenreibung zu berücksichtigen. Wir erhalten demnach als Moment der treibenden Kraft  $(a_1 - 0,15 \delta) S_2$ . Zur Bestimmung des Reibungsmomentes am oberen Rollenzapfen kann die Zapfenbelastung  $S_1 + S_2 + P$  mit genügender Genauigkeit  $= 2 S_1$  gesetzt werden, weil  $S_1$  etwas grösser als  $S_2$  und  $P$  wesentlich kleiner als  $S_1$  ist, also den Gesamtwert  $\mu(S_1 + S_2 + P)$  nur unerheblich beeinflusst, ausserdem durch  $2 \mu S_1 > \mu(S_1 + S_2)$  zum Theil mit berücksichtigt wird.

Hiernach erhalten wir als Momentengleichung für die Doppelrolle unter Berücksichtigung der Ketten- und Zapfenreibung:

$$P a_2 + S_2 (a_1 - 0,15 \delta) = S_1 (a_2 + 0,3 \delta) + 2 \mu S_1 r_1 = S_1 (a_2 + 0,3 \delta + 2 \mu r_1).$$

Nach Einführung des Werthes für  $S_1$  aus Gleichung 73 folgt

$$P a_2 + S_2 (a_1 - 0,15 \delta) = S_2 \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) (a_2 + 0,3 \delta + 2 \mu r_1).$$

Drückt man schliesslich noch  $S_2$  mit Hilfe der Gleichung 74 durch  $Q$  aus, so erhalten wir:

$$\frac{P}{Q} = \frac{\left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_2} + \frac{2 \mu r_1}{a_2} \right) - \frac{a_1 - 0,15 \delta}{a_2}}{2 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3}} \dots \dots 75.$$

und den Wirkungsgrad  $\eta = \frac{P_0}{P}$ ,

$$\eta = \frac{\left( 1 - \frac{a_1}{a_2} \right) \left( 2 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right)}{2 \left[ \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_2} + \frac{2 \mu r_1}{a_2} \right) - \frac{a_1 - 0,15 \delta}{a_2} \right]} \dots \dots 76.$$

Um die Last zu senken, muss am rechten frei herabhängenden Kettentrum eine Kraft  $P_1$  nach unten wirken, Fig. 75, S. 79. Behalten wir im übrigen die früheren Bezeichnungen bei, so ist für die untere Rolle die Spannung im ablaufenden Trum

$$S_2 = S_1 \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \dots \dots \dots 77.$$

Ferner

$$Q = S_1 + S_2 = S_1 \left( 2 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \dots \dots \dots \mathbf{78.}$$

Für die obere Rolle ist mit dem Näherungswerth für die Zapfenbelastung  $2 S_2$

$$P_1 a_1 + S_1 (a_2 - 0,15 \delta) = S_2 (a_1 + 0,3 \delta) + 2 \mu S_2 r_1 \\ = S_2 (a_1 + 0,3 \delta + 2 \mu r_1).$$

Ersetzt man  $S_2$  durch Einführung des Werthes aus Gleichung 77, so folgt weiter

$$P_1 a_1 + S_1 (a_2 - 0,15 \delta) = S_1 \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) (a_1 + 0,3 \delta + 2 \mu r_1)$$

und schliesslich unter Benutzung der Gleichung 78

$$P_1 = \frac{\left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_1} + \frac{2 \mu r_1}{a_1} \right) - \frac{a_2 - 0,15 \delta}{a_1}}{2 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3}} \dots \dots \dots \mathbf{79.}$$

Der Werth von  $P_1$  bleibt positiv, so lange

$$\left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_3} + \frac{2 \mu r}{a_3} \right) \left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_1} + \frac{2 \mu r_1}{a_1} \right) > \frac{a_2 - 0,15 \delta}{a_1} \dots \dots \dots \mathbf{80.}$$

Dies ist die Bedingung für die Selbsthemmung, denn so lange noch eine Antriebskraft erforderlich ist, um die Last zu senken, muss diese, sich selbst überlassen, frei schweben bleiben.

Aus der vorstehenden Beziehung bestimmt sich das Verhältniss der Rollenhalbmesser für die Selbsthemmung durch nachstehende Vereinfachungen.

Zunächst ist in der Praxis  $a_1 = a_3$  oder so wenig von  $a_3$  verschieden, dass beide Werthe als gleich angesehen werden können. Dasselbe gilt von  $r$  und  $r_1$ .

Damit geht die linke Seite der Grössenbeziehung 80 über in

$$\left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_1} + \frac{2 \mu r_1}{a_1} \right)^2$$

Vernachlässigt man ferner auf der rechten Seite die Grösse  $\frac{0,15 \delta}{a_1}$ , so verschiebt man, bei der Kleinheit dieser Grösse, die Grenzbedingung nur wenig und lediglich im Sinne erhöhter Sicherheit der Selbsthemmung.

Wir erhalten hiernach als ausreichend genaue Bedingung für die Selbsthemmung

$$\left( 1 + \frac{0,3 \delta}{a_1} + \frac{2 \mu r_1}{a_1} \right)^2 > \frac{a_2}{a_1} \dots \dots \dots \mathbf{81.}$$

In den Ausführungen findet sich für die kleinsten Rollenzüge  $a_1 = 8 \delta$  und  $r_1 = 1,5 \delta$ ,  $\mu = 0,08$ .

Mit diesen Werthen folgt

$$\frac{a_2}{a_1} < 1,14 \dots \dots \dots \mathbf{81a.}$$

als Ziffernwerth für die Selbsthemmung des Weston'schen Flaschenzuges.

Da  $a_2 : a_1$  nur wenig grösser als 1 ist, erhält die grössere Rolle nur einen Daumen mehr als die kleinere. Hierbei nähert sich  $a_2 : a_1$  um so mehr dem Grenzwert 1,14, je kleiner die Daumenzahl ist.

Andererseits folgt aus Gleichung 72, dass die Übersetzung  $P_0 : Q$  um so kleiner ausfällt, je grösser  $a_2 : a_1$ . Die grössten Werthe von  $a_2 : a_1$ , d. h. die kleinsten Daumenzahlen, finden daher für die leichtesten Flaschenzüge Anwendung.

Die Tangye'schen Züge für 5 Centner Nutzlast haben Rollen mit 8 und 7 Daumen. Hiermit ist nach Gleichung 33, S. 35,

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{\sin 90^\circ}{\sin 7^\circ} = 1,14,$$

so dass thatsächlich mit  $z_1 = 7$  und  $z_2 = 8$  der Grenzwert der Selbsthemmung erreicht wird.

Für den gezeichneten 10 Centner-Zug sind die Daumenzahlen  $z_1 = 11$  und  $z_2 = 12$  gewählt. Die Kette hat bei 6,5 mm Eisenstärke 18,5 mm Baulänge. Dem entsprechen als Theilkreishalbmesser  $a_1 = 65$  mm,  $a_2 = 70,5$  mm. Ferner findet sich  $r = r_1 = 10$  mm. Mit diesen Werthen und mit  $a_3 = a_1$  ermittelt sich aus Gleichung 76

$$\eta \sim 0,40.$$

Ferner

$$P_0 = 500 \cdot \frac{70,5 - 65}{2 \cdot 70,5} = 19,5 \text{ kg}$$

und die wirkliche Antriebskraft  $P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{19,5}{0,40} \sim 49 \text{ kg}$ .

Das ideelle Übersetzungsverhältniss  $P_0 : Q \sim 1 : 26,5$  beschränkt sich durch die Wirkungsverluste auf  $P : Q = 49 : 500 \sim 1 : 10$ .

Zum Senken der Last ist nach Gleichung 79 ein Zug von  $\sim 9,7$  kg erforderlich. Für den 5 Centner-Zug mit  $z_1 = 7$  und  $z_2 = 8$  berechnet sich  $\eta = 0,44$ ,  $P : Q = \sim 1 : 7$ . Vergleichen wir hiermit einen gewöhnlichen Faktorenkettenflaschenzug mit 8 Rollen und dem Wirkungsgrad  $\eta = 0,83$ , so erhalten wir  $P_0 : Q = 1 : 8$  und  $P_0 = \eta P = 0,83 P$ , d. h. das wirkliche Übersetzungsverhältniss  $P : Q$  nur  $\sim 1 : 6,6$ .

Der Weston'sche Differentialflaschenzug gewährt also bei kleinster Rollenzahl und ganz gedrängter Anordnung, sowie geringem Gewicht und mit wesentlich kürzerer Kettenlänge, die nur etwa das Vierfache des nutzbaren Hubes beträgt, den Vortheil einer verhältnissmässig grossen Übersetzung und die Eigenschaft der Selbsthemmung.

Wählt man  $a_2 : a_1 < 12 : 11$ , so steigert man damit das Übersetzungsverhältniss zwischen Kraft und Last und die Sicherheit der Selbsthemmung; da letztere aber nur durch die schädlichen Widerstände der Konstruktion hervorgerufen wird, sinkt der Wirkungsgrad noch weiter und beträgt für  $a_2 : a_1 = 15 : 14$  nur noch etwas über 0,30. Hierdurch wird der zulässigen Übersetzung eine bestimmte Grenze gezogen.

Um für schwere Züge die Wirkungsverluste nicht übermässig zu steigern, nimmt man schliesslich zur Hilfsübersetzung durch ein Haspelrad von entsprechend grösserem Durchmesser als die Doppelrollen seine Zuflucht, das als Antriebsrad auf die obere Rollennachse aufgesetzt wird.

Den Vorzügen der Weston'schen Flaschenzüge stehen Nachteile gegenüber, die sich bei lebhafter Benutzung für die volle Tragkraft sehr bald bemerkbar machen und durch Versagen des Triebwerks empfindliche Störungen herbeiführen können. Da die Zahl der Daumen in der Doppelrolle nur um 1 verschieden ist, hebt sich die Last, infolge der eingeschalteten losen Rolle, bei jeder ganzen Umdrehung des oberen Rollenpaares nur um den Betrag der Kettentheilung. Der hierdurch eintretende ausserordentlich häufige Lagenwechsel der an drei Rollen auf- und ablaufenden Kettenglieder veranlasst schnellen Verschleiss, um so mehr, als die gleichzeitig als Zugkette benutzte Lastkette nicht, oder wenigstens nur sehr wenig geschmiert werden kann. Dehnungen der geschwächten Kettenglieder heben den regelrechten Daumeneingriff auf oder setzen die Kette der Bruchgefahr aus.

**β. Differential-Seilflaschenzüge von Zimmermann, D.R.P. 36667, und von Franklin Batt, D.R.P. 52998.**

Differential-Seilrollenzüge enthalten in der oberen Flasche nur eine Rolle mit tief eingedrehter Nuth, welche die Weston'sche Doppelrolle dadurch ersetzt, dass die entgegengesetzten Umschlingungen des zusammengesplissenen Seiles in die Nuth unmittelbar übereinander eingelegt werden, statt sie über getrennte Rollennuthen zu führen. Hierdurch wirkt der Seillauf mit der einen Rolle wie eine Doppelrolle, deren Halbmesser um den Betrag der Seildicke verschieden sind. Der erforderliche Reibungschluss zwischen Seil und Rolle wird durch äusseren Klemmdruck erzielt.

Zimmermann hängt zu dem Zweck den ganzen Flaschenzug an den kurzen Armen eines Winkelhebelpaares auf, dessen Drehzapfen die obere Flasche tragen, während die längeren Arme die doppelte Seillage mit kleinen Druckrollen in die Nuth einpressen. Batt benutzt die Fowler'sche, von den Dampfpflügen her bekannte Klemmrolle, lässt also das Seil in der oberen Rolle zwischen drehbaren Klemmgabeln durchlaufen, die sich durch die Seilbelastung schliessen.

In beiden Fällen ist starker Verschleiss mit grossen Wirkungsverlusten unvermeidlich, und die Klemmvorrichtungen für das Seil versprechen bei den zwangsweise beschränkten Abmessungen nicht günstigere Betriebsverhältnisse, als Daumenrollen mit kalibrierten Ketten. Bisher haben diese Flaschenzüge keine Verbreitung gefunden.

Die Aufgabe, Hebezeuge in möglichst gedrängter Form mit Selbsthemmung für die gehobene Last und starker Übersetzung bei geringem Eigengewicht als sogenannte Flaschenzüge für den Gebrauch an wechselnden Orten, den Bedürfnissen von Montagen u. s. f. anzupassen, wird durch einfache Rollentriebwerke nicht vollkommen befriedigend gelöst. Seilbremsen und Klemmwerke erzeugen, wie schon hervorgehoben wurde, starken Verschleiss, an dem auch die Weston'schen Kettenflaschenzüge bei ihren grossen Reibungswiderständen leiden. Die Selbsthemmung auf Kosten eines Arbeitsverlustes von über 50% ist in beiden Fällen ein Nothbehelf, dem gegenüber danach gestrebt werden muss, andere einfache Triebwerke mit besserem Gesamtgütegrad zu verwenden und den Lastrücklauf durch Widerstände zu hindern, die erst durch die Rücktriebkraft der Last in Wirksamkeit treten.

Hierfür hat zuerst E. Becker in Berlin mit durchschlagendem Erfolge steilgängige Schneckengetriebe mit verhältnissmässig hohem Wirkungsgrade benutzt, deren freier Rücklauf durch eine selbstthätige Drucklagerbremse gehindert wird, ohne den Arbeitsaufwand beim Lastheben nachtheilig zu beeinflussen. Diese Konstruktion ist in dem Kapitel über Winden mit Rädertriebwerk eingehend beschrieben, wo auch noch andere Flaschenzüge mit Räderwerk mitgetheilt sind.

## Zweiter Abschnitt.

# Hebel und Hebeladen.

### A. Allgemeines über Hebel und Hebeladen.

Der einfache Hebel wird vorzugsweise als rohes Handwerkzeug in Gestalt von Hebebäumen oder Brechstangen zum Lastheben verwendet. Zu Kraftübersetzungen in Hebemaschinen ist der schwingende Hebel nur in wenigen Fällen brauchbar, weil sich der nutzbare Ausschlagwinkel selten über  $60^\circ$  steigern lässt. Die Lastwege beschränken sich auf kurze Hubhöhen, wenn man nicht sehr grosse Hebellängen wählt, die den Konstruktionen leicht ein plumpes Aussehen verleihen und in vielen Fällen sich mit den Forderungen der Raumbeschränkung nicht vereinigen lassen.

Durch staffelförmiges Versetzen des Hebeldrehpunktes kann man Lasten, unabhängig von der beschränkten Hubhöhe bei jedem einzelnen Hebelausschlag, absatzweise auf beliebige Höhen empordrücken oder ziehen, aber dieser für die sogenannten Hebeladen gewählte Ausweg hat wegen der Umständlichkeit des Verfahrens nur durch die verhältnissmässig grosse Einfachheit und Billigkeit der Vorrichtungen für seltene oder vorübergehende Lasthebungen eine gewisse Berechtigung. Man findet das Verfahren hier und da u. a. für Schützenaufzüge, zum Aufladen gefällter Bäume im Walde und bei Brückenmontirungen zum Heben der Brückenträger auf ihre Pfeiler benutzt. In allen diesen Fällen ist die bewegende Kraft am längeren Hebelarm wirksam, während die Last auf dem kürzeren Arm ruht, um mit beschränkter Kraft schwere Lasten heben zu können. Für die umgekehrte Verwendung des Hebels liefern einige vereinzelte hydraulische und Dampfkrahne Beispiele, wie sich hiermit kurze Hubwege der treibenden Kraft in grössere Lastwege übersetzen lassen.

### B. Anwendungen des Hebels und der Hebeladen.

#### a. Hebelade für Schützenaufzüge.

Fig. 6—8, Tafel I. \*)

Das Hebewerk des Schützenaufzuges besteht aus dem Druckhebel, dem sogenannten Schützenschwengel, der auf dem Bolzen  $B$  an einem gusseisernen Bock drehbar gelagert ist, und der Zugschiene  $Z$  für die Schütze. Das Kopfstück der Zugschiene gabelt sich um den Schwengelbolzen in zwei parallele Arme mit je einer Lochreihe zur Aufnahme und zum Auswechseln der Vorstecklinge  $V_1$  und  $V_2$ , Fig. 8, die den Hebelhub auf die Zugschiene übertragen. Um die Vorstecklinge nicht einseitig zu belasten ist die Zugschiene durch den Schützenschwengel selbst geführt und zu diesem Zweck

\*) Die Zeichnung ist den „Bauausführungen des Preussischen Staates“ entnommen.

sein Mittelstück, Fig. 7, geschlitzt. Die beiden Lochreihen zur Aufnahme der Vorsteckbolzen sind gegeneinander um die halbe Lochtheilung versetzt, und die Vorsteckklinge werden nach jedem vollen Hebelausschlag ausgewechselt, so dass der Druckpunkt des Hebels abwechselnd rechts und links vom Drehzapfen liegt. Hierdurch wird bei jedem Hebelausschlag die Schütze emporgezogen, falls man den Druckbolzen oberhalb des aufschwingenden Hebelarms einsteckt, und gesenkt, wenn man die Vorsteckklinge so auswechselt, dass sich die Zugschiene auf dem niederschwingenden Arm abstützt. Zum Feststellen der Schütze in einer bestimmten Lage ist der Schwengel durch Einschieben beider Vorsteckklinge zu sperren. Der Hebel ist doppelarmig für zwei Arbeiter ausgeführt. Bei der entgegengesetzten Richtung der Antriebskräfte, mit denen der Doppelhebel auf der einen Seite emporgezogen, auf der anderen niedergedrückt wird, wirkt auf den Drehzapfen nur die Belastung der Vorsteckklinge durch den Schützenwiderstand als Druck.

Es sei:  $Q$  der auf den Drehzapfen  $B$  wirkende Druck beim Aufziehen der Schütze,

$\frac{P}{2}$  die Antriebskraft des Schwengels an jedem Hebelende,

$a$  der Kraftarm,

$b$  der Lastarm,

$r_1$  der Halbmesser der Vorsteckklinge,

$r_2$  der Halbmesser des Schwengelzapfens,

$\mu$  der Reibungskoeffizient der Bolzen,

$\alpha$  der Ausschlagbogen des Schwengels im Abstände  $l$  vom Drehmittelpunkt,

so folgt:

$$Pa\alpha = Qb\alpha + \mu Qr_1\alpha + \mu Qr_2\alpha,$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{b + \mu(r_1 + r_2)}{a} \dots \dots \dots \mathbf{82.}$$

Diese Gleichung gilt auch noch für den Fall, dass man den Hebel nur einseitig mit der Kraft  $P$  antreibt, sobald man nur immer denselben Hebelarm benutzt, da alsdann der Druck auf den Schwengelzapfen beim Ausschwingen des Hebels nach einer Richtung  $= Q + P$ , beim Ausschwingen nach der entgegengesetzten dagegen  $= Q - P$  wird und demnach im Mittel auch hier  $= Q$  ist.

Für den ideellen Antrieb erhalten wir:  $\frac{P_0}{Q} = \frac{b}{a}$ . Der Wirkungsgrad des

Schwengels ist 
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{b}{b + \mu(r_1 + r_2)} \dots \dots \dots \mathbf{83.}$$

Im vorliegenden Beispiel ist  $b = 60$ ,  $r_1 = 10$ ,  $r_2 = 15$  mm, und wir finden demnach für einen Bolzenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,08$

$$\eta = 0,97.$$

Der Versuch, durch Benutzung des Saladin'schen Klemmgesperres das umständliche Auswechseln der Vorsteckbolzen zu umgehen, hat keinen befriedigenden Erfolg gehabt, weil die Zuverlässigkeit der Gesperre durch die Eindrücke, welche sie erzeugen, bald in Frage gestellt wird.\*)

\*) Das Saladin'sche Doppelklemmgesperre findet sich in Salzenberg's Vorträgen über Maschinenbau, S. 321, in Weisbach-Herrmann, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik III, Abthl. I, S. 889, und Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. IV.

### b. Hebelade für Wagenachsen.

Die in Fig. 76 skizzierte Hebelade ist zum Heben von Wagenachsen bestimmt, von denen die Räder zum Schmieren der Achsenzapfen abgezogen werden sollen. Der Druckhebel ist als Winkelhebel  $BC$  ausgebildet und dreht sich um einen Bolzen  $G$  zwischen zwei senkrechten schmiedeeisernen Flachschieben, die seitlich versteift auf einer gemeinsamen Grundschwelle stehen und gleichzeitig zur Führung der beweglichen Achsenstütze dienen. Diese Stütze besteht aus einer gusseisernen Hülse  $E$  von rechteckigem Querschnitt und einem schmiedeeisernen Kern  $A$  von quadratischem Querschnitt, der die Klaue zur Aufnahme der Achse trägt und durch den von aussen eingreifenden Sperrklinkenhebel  $F$  in frei einstellbarer Höhenlage festgehalten wird, um die Hebevorrichtung verschiedenen Achsenhöhen anpassen zu können. Der Hebel wird beim Gebrauch soweit niedergedrückt, dass sich der bewegliche Achsenhalter unten auf die ebene Endfläche des Lastarmes abstützt.

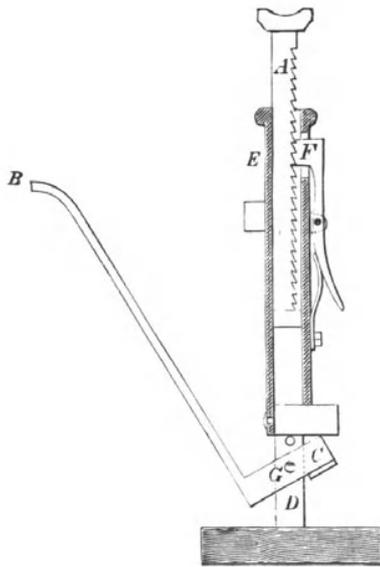


Fig. 76.

### c. Hebelade für Montierungen von Eisenkonstruktionen.

Zum Heben der Träger für die Elbbrücke bei Wittenberg verwendete die Firma Belter & Schneevogel in Berlin beim Brückenbau 32 Hebeladen von je 2500 kg Tragkraft für 80000 kg Gewicht der einzelnen Träger.\*) Jeder Träger ruhte auf einem Mittelpfeiler und mit den Enden auf den beiden nächstliegenden Strompfeilern, die zum Aufstellen der Hebeladen in

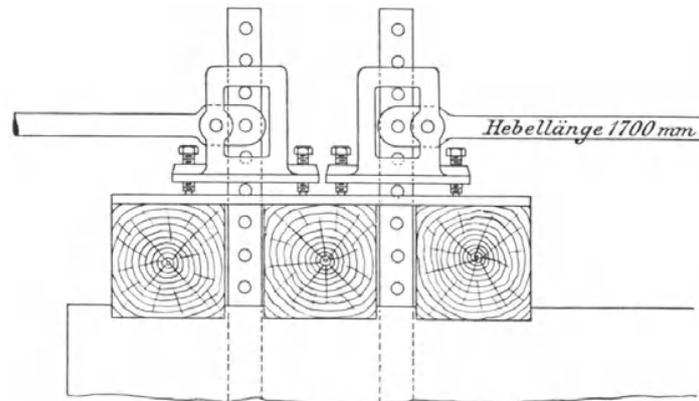


Fig. 77.

der Weise benutzt wurden, dass an jedem Trägerende 8, in der Mitte 16 Hebeladen auf hölzernen Böcken paarweise gegenüberstehend die Last mög-

\*) Handb. d. Ingenieurwissenschaften IV, Kap. XIV, S. 78 u. Taf. XIX, Fig. 40-43.

lichst gleichmässig vertheilt aufnehmen. In üblicher Weise wurde der allmählich aufsteigende Träger staffelförmig unterklotzt und die Aufmauerung der Pfeiler mit der Hebung stufenweise weitergeführt, um die Hebeladen selbst von Zeit zu Zeit höher aufzustellen. Die Arbeitshebel sind nach Skizze Fig. 77 zwischen zwei niedrigen gusseisernen Bockrahmen drehbar gelagert, deren Grundplatte die gelochte Zugstange frei durchtreten lässt und durch Stellschrauben so eingestellt werden kann, dass alle zusammenarbeitenden Hebeladen, bei gleicher Hebelstellung, gleichmässig die Last fassen. Nach jedem Hebelausschlag werden Tragbolzen zum Abstützen der Lastschienen über den Böcken durch das heraustretende Loch gesteckt, während der Arbeiter den Druckhebel nach dem Auswechseln des Hubbolzens leer zurückschwingt, um den Bolzen in den Hebelkopf für das nächstfolgende tiefere Stangenloch einzusetzen. Die gleichzeitige Bewegung aller Hebel erfolgt auf Kommando; im vorliegenden Fall wurden Soldaten als Arbeiter verwendet. Das bedeutende Eigengewicht der kräftigen 1,7 m langen Hebel unterstützt den Arbeitsdruck beim Lastheben. Zum Auswechseln der Bolzen ist für je zwei benachbarte Hebeladen ein Mann erforderlich.

Im Vergleich zu den sonst für solche Zwecke benutzten Schraubenwinden bietet das vorstehende Verfahren den Vortheil wesentlich günstigerer Wirkungsgrade der einfachen Hebel, bei ebenso vollkommen zuverlässiger Lastabstützung nach jedem Hub, und geringeren Anschaffungskosten; aber die Gefahr, dass einzelne Hebeladen durch ungleichmässiges Zusammenarbeiten überlastet werden und einen Unfall herbeiführen, ist grösser, als bei Schraubenwinden, deren Ratschenhebel sich leicht durch Zugstangen derart miteinander verkuppeln lassen, dass sämtliche Hebel zwangsläufig zu gleicher Zeit und um gleiche Beträge bewegt werden.

**d. Hubhebel für Krahne mit Treibkolben und Giesswagen.**

Hubhebel für Dampfhebemaschinen mit Treibkolben oder für hydraulische Maschinen werden entweder doppelarmig, Fig. 78, oder einarmig, Fig. 79, ausgeführt, je nachdem man den Angriffspunkt *A* der Kolbenkraft an das Ende oder in die mittlere Hebelstrecke verlegt. Die Last hängt in beiden Fällen am freien Hebelende *B*.

Bezeichnen wir mit *s* den Hub des Treibkolbens, mit *h* die Höhe der Lasthebung, mit *l* den Hebelarm der Kolbenkraft *P*, und mit *L* den Lastarm, so ist zunächst

$$\frac{s}{h} = \frac{l}{L} \dots \dots \dots 84.$$

Wirkungsverluste entstehen durch die Reibung des Hebel-drehzapfens *C* und des Treibkolbenzapfens *A*. Zu beachten ist, dass sich beim doppelarmigen Hebel die Summe des Treibkolbendrucks und des Lastgewichts als Zapfendruck geltend macht, beim einarmigen Hebel dagegen nur die Differenz dieser Kräfte als Zapfendruck auftritt. Bei den grossen Hebelabmessungen muss auch das Eigengewicht berücksichtigt werden. Bezeichnen wir mit

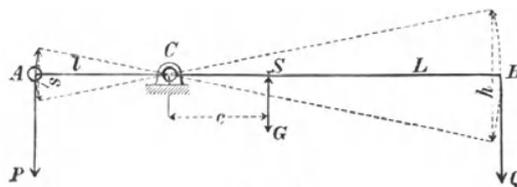


Fig. 78.

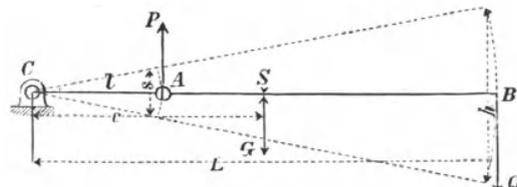


Fig. 79.

$G$  das Gewicht des Hebels,  
 $c$  den Abstand des Hebelschwerpunktes  $S$  vom Drehzapfen  $C$ ,  
 $r_1$  den Halbmesser des Treibkolbenzapfens  $A$ ,  
 $r_2$  den Halbmesser des Drehzapfens  $C$ ,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten,

so ist mit den bereits oben eingeführten Bezeichnungen für den doppelarmigen Hebel, Fig. 78, S. 87:

$$Pl = QL + Gc + \mu Pr_1 + \mu(P + Q + G)r_2,$$

$$\text{mithin} \quad P = \frac{QL + Gc + \mu(Q + G)r_2}{l - \mu(r_1 + r_2)} \quad \dots \quad \mathbf{85.}$$

Für die ideale Antriebskraft  $P_0$  erhalten wir  $P_0 = \frac{QL + Gc}{l}$  und dem-

$$\text{nach ist der Wirkungsgrad } \eta = \frac{P_0}{P} = \frac{QL + Gc}{l} \cdot \frac{l - \mu(r_1 + r_2)}{QL + Gc + \mu(Q + G)r_2}$$

$$\eta = \frac{1 - \mu \frac{r_1 + r_2}{l}}{1 + \frac{\mu(Q + G)r_2}{QL + Gc}} \quad \dots \quad \mathbf{86.}$$

Für den einarmigen Hebel, Fig. 79, S. 87, besteht die Gleichung

$$Pl = QL + Gc + \mu Pr_1 + \mu[P - (Q + G)]r_2,$$

$$\text{d. h.} \quad P = \frac{QL + Gc - \mu(Q + G)r_2}{l - \mu(r_1 + r_2)} \quad \dots \quad \mathbf{87.}$$

Für die ideale Antriebskraft gilt auch in diesem Fall die Gleichung:

$$P_0 = \frac{QL + Gc}{l}$$

$$\text{und der Wirkungsgrad wird} \quad \eta = \frac{1 - \mu \frac{r_1 + r_2}{l}}{1 - \frac{\mu(Q + G)r_2}{QL + Gc}} \quad \dots \quad \mathbf{88.}$$

Der Werth  $\frac{\mu(Q + G)r_2}{QL + Gc}$  ist in allen Fällen so ausserordentlich klein, dass er vernachlässigt werden kann, und sich das Güteverhältniss des einarmigen, wie des doppelarmigen Hebels mit vollständig ausreichender Genauigkeit durch den Ausdruck

$$\eta = 1 - \mu \frac{(r_1 + r_2)}{l} \quad \dots \quad \mathbf{89.}$$

bestimmt. Da in den Ausführungen auch der kürzere Hebelarm  $l$  im Verhältniss zur Summe der Zapfenradien  $r_1 + r_2$  stets gross ist, liefert die Konstruktion sehr hohe Gütegrade. Für  $r_1 + r_2 = 100$  mm und  $l = 800$  mm folgt mit  $\mu = 0,08$   $\eta = 0,99$ . Der Wirkungsgrad der Treibkolbenhubübersetzungen durch Hebel ist also wesentlich günstiger, als das Güteverhältniss der früher besprochenen Rollenübersetzungen, wird aber andererseits durch den Einfluss der Beschleunigungswiderstände und des Eigengewichts der Hebelmassen in der Gesamtwirkung häufig sehr herabgedrückt.

Die Ausführung der Hebel entspricht im wesentlichen der schmiedeiserner Balanciers für Dampfmaschinen. Gusseisen ist nicht gut anwendbar, weil der Hebel so leicht wie möglich zu entwerfen ist, um nicht die tote Last der Maschine unnötig zu vermehren. Fig. 80 veranschaulicht eine derartige Konstruktion nach Charles Brown. Man stellt den Hebel zweischildig aus einfachen Blechplatten her, die nöthigenfalls durch Gurtungswinkelisen zu verstärken sind. Soweit die Drehzapfen nicht bereits eine genügende Verbindung zwischen den Schildplatten sichern, sind sie durch einzelne Stehbolzen oder durch ein Gitterwerk aus Flacheisen, Fig. 80,

gegeneinander abzusteißen. Im allgemeinen erfordert die Absteifung weniger Sorgfalt, als bei Dampfmaschinen-Balanciers, weil die Kräfte hier immer in unveränderter Richtung wirken.

Der gefährliche Querschnitt liegt sowohl beim einarmigen, wie beim doppelarmigen Hebel in der Achsebene des mittleren Drehzapfens. Auf

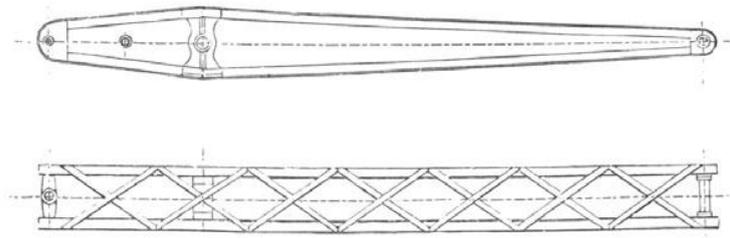


Fig. 80.

die Abschwächung dieses Querschnitts durch die Zapfenbohrung braucht man keine Rücksicht zu nehmen, weil andererseits die Blechplatten an dieser Stelle durch zwischen oder aussen aufgenietete Nabenstücke verstärkt werden.

#### Lasthebel für einen hydraulischen Krahn von Gaudet & Cie.

Figur 81 liefert ein Beispiel für die Verbindung des Hebels mit dem Druckkolben eines hydraulischen Rollkrahnes, der von Gaudet & Cie. für

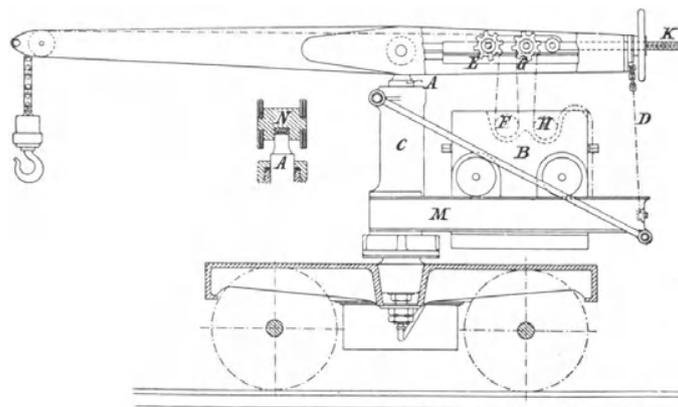


Fig. 81.

Werkstätten mit niedrigen Durchfahrthöhen ausgeführt ist.\*) Der Hebel ruht auf den Schildzapfen eines innenliegenden Querstücks *N* und kann daher um diese wagerechten Zapfen auf- und niederschwingen, während andererseits das Querstück auf einem Stützzapfen im Kopf des hydraulischen Druckkolbens *A* um die senkrechte Krahnachse drehbar gelagert ist, und das Doppelgelenk somit gestattet, den Hebel als Krahn ausleger sowohl zu schwenken, wie auf- oder abwärts zu neigen. Der Druckkolben steht in einem Cylinder, der als Krahn säule aussen von einer auf seinem Kopf drehbaren Haube *C* umschlossen ist, welche die Träger *M* für das bewegliche Gegengewicht *B* zum Ausgleich des Krahnkippmoments auf-

\*) Armengaud, Publication industrielle des machines 1871.

nimmt und mit dem Auslegerhebel gleichzeitig geschwenkt werden kann. Die Lastkette ist nach dem hinteren Hebelende geführt und bildet hier durch Umschlingen der Rollen  $EFGH$  eine Verkuppelung zwischen dem Hebel und dem Gegengewicht, die den hinteren Drehpunkt des Hebels festlegt, wenn der Druckkolben  $A$  in die Höhe gepresst wird. Durch ein Schneckengetriebe auf der Achse von  $H$  lässt sich die Kette nach Bedarf verkürzen oder verlängern und wird in jeder Lage durch die Selbstsperrung der Schnecke festgehalten, sobald sie sich selbst überlassen bleibt. Zum Verändern der Hebelübersetzung sind die Rollen  $E$  und  $G$  in einem gemeinsamen Schlittenstück im Hebel verschiebbar gelagert und durch die Schraubenspindel  $K$  beliebig einstellbar. Mit ihnen gleichzeitig wird das Gegengewicht verstellt, so dass für grössere Lasten eine kleinere Hebelübersetzung für den Druckkolben gewählt wird, und damit auch gleichzeitig das Gegengewicht mehr nach aussen wirkt, um dem grösseren Lastmoment ein grösseres Gegengewichtsmoment zu bieten. Auf die Einzelheiten der hydraulischen Maschine und die Berechnung der Krahnstandicherheit ist an dieser Stelle nicht einzugehen, weil diese Fragen an Beispielen in späteren Abschnitten erörtert werden, und es sich hier nur um die allgemeinen Angaben handelt, die in unmittelbarer Beziehung zu der eigenartigen Verwendung des Hebels stehen. Bemerket sei nur noch, dass der Druckcylinder durch eine Handpumpe gespeist wird, die in der kastenförmigen Vertiefung des Krahnwagens eingebaut und durch ein Rohr mit dem Cylinderboden verbunden ist.

Weitere Beispiele finden sich im zweiten Bande S. 701 und 749.

Die Hubhebel haben auch für Giesswagen in Hüttenwerken zum Heben und Senken der grossen Giesspfannen in Verbindung mit Räderwerk und Dampf- oder elektrischem Betrieb Verwendung gefunden, um laufendes Kettenwerk für die gefährlichen Lasten zu vermeiden.

Statt der geradlinigen Hebel können auch Winkelhebel benutzt werden. In diesem Fall wählt man den festen Drehpunkt stets im Schnittpunkt der Schenkel und gewinnt dann den geradlinigen Hebeln gegenüber den Vortheil, dass bei gleicher Höhe der Hebelköpfe zur Aufnahme der Last die Drehachse wesentlich tiefer gelagert werden kann. Gruson macht hiervon Gebrauch für hydraulische Krahne, die schwere Panzerplatten ohne jedes Kettenwerk nur mittelst hydraulisch bewegter Hebel aufnehmen sollen, um möglichst zuverlässige Konstruktionen zu gewinnen, und ordnet dann den Treibkolben in einem geneigten, um Schildzapfen schwingenden Cylinder an, so dass sich der Kolben durch ein Zapfengelenk unmittelbar mit dem kürzeren Hebelarm verbinden lässt. Vergl. Band II, S. 494, Fig. 470.

---

## Dritter Abschnitt.

# Schraubenwinden.

### Allgemeines über Schraubenwinden.

Als Schraubenwinden bezeichnet man die Hebezeuge, welche die gewöhnliche Schraubenspindel mit Mutter als Triebwerktheile für die Kraftübersetzung enthalten und die Last entweder unmittelbar durch die Spindel oder durch ihre Mutter aufnehmen. Die Hubhöhe ist im Gegensatz zu den Schneckenwinden mit Trommel für beliebige Förderhöhen auf die nutzbare Spindellänge beschränkt.

Die Schraubenwinden kommen hauptsächlich nur als Ersatz für Zahnstangenwinden in Betracht. Bei sehr einfacher Bauweise und grosser Kraftübersetzung bieten sie günstigere Verhältnisse für die Flächendrucke in den Triebwerktheilen und zeichnen sich durch ruhigen Gang aus. Im Hinblick auf die kleinen Hubhöhen erscheint das allgemein vorherrschende Streben, die Kraftübersetzung der Schraube, auf Kosten ihres Wirkungsgrades, bis zur Grenze der Selbsthemmung zu steigern, gerechtfertigt. Damit gewinnen die Schraubenwinden ohne zusätzliche, besonders zu bedienende Sperr- und Bremswerke den weiteren Vortheil gesicherter Ruhelage für die gehobene Last und gestatten gefahrloses Senken.

Die Bauart der Winden macht sie auch ganz besonders zur gleichzeitigen Verwendung in grösserer Zahl geeignet, wenn umfangreiche Lasten, Dächer, Brücken u. s. f. bei Montirungsarbeiten in weit auseinander liegenden Punkten zu unterstützen und gleichmässig zu heben oder zu senken sind.

Der Antrieb erfolgt entweder unmittelbar durch Drehhebel oder durch Zahnradervorgelege mit Kurbel, bisweilen auch durch Schnecken-vorgelege.

Vereinzelte Versuche, Schraubenwinden für grössere Förderhöhen als Triebwerk für Aufzüge zu verwenden, haben wenig Verbreitung gefunden, weil die vielgestaltigen Trommelwinden mit Drahtseilen oder hydraulische Treibkolben für die gewöhnlichen Fälle eine günstigere und durchaus zuverlässige Lösung der Aufgabe liefern.\*) In einzelnen Fällen, wie bei elektrisch betriebenen Post- und Gepäckaufzügen mit mässigen Förderhöhen in Bahnhofhallen bietet die Schraubenspindel einen Ersatz für die direkt wirkenden, unterhalb der Förderschale stehenden Druckkolben hydraulischer Anlagen und vermeidet wie diese den Aufbau von Leitrollengerüsten über der Schachtmündung für Aufzugwinden mit Förderseilen.

Eine beachtenswerthe Ausnahme bilden ferner die riesenhaften Schraubenspindeln des von Haniel & Lueg erbauten Schiffhebewerkes zu Henrichsburg, dessen Schleusentrog mit dem zu hebenden oder zu senkenden Schiff

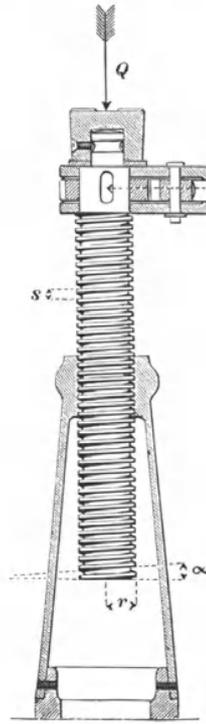
---

\*) Vergl. die Kritik des Verfassers über Schraubefahrstühle. Z. d. V. deutsch. Ing. 1890, S. 693.

auf Schwimmern ruht und unter Zuhilfenahme von Elektromotoren durch vier Schraubenspindeln zwischen den beiden Kanalhaltungen parallel auf- und niederbewegt wird. — Siehe Bd. II, S. 631.

**Übersetzung und Güteverhältniss der einfachen Schraube.**

Die Spindeln der Schraubenwinden werden mit flachgängigem Gewinde ausgeführt, um die Reibungswiderstände möglichst zu beschränken.



Bezeichnet mit Bezug auf Fig. 82

$P_0$  die ideale Antriebskraft der Schraubenspindel,

$P$  die wirkliche, unter ausschliesslicher Berücksichtigung der Gewindereibung,

- $R$  den Hebelarm der Antriebskraft,
- $Q$  die Last,
- $N$  den Druck zwischen den Gewindegängen,
- $r$  den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,
- $\mu_1$  den Reibungskoeffizienten des Materials,
- $\rho$  den Reibungswinkel des Materials,
- $s$  die Ganghöhe der Schraube,

so ist

$$2 R \pi P_0 = Q s,$$

ferner

$$s = 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha,$$

also

$$P_0 = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots \mathbf{90.}$$

Das Übersetzungsverhältniss nimmt mit wachsendem Steigungswinkel ab und wird verhältnissmässig am kleinsten für  $\operatorname{tg} \alpha = 1$ , d. h. für  $\alpha = 45^\circ$ .

Bezeichnet  $l$ , Fig. 83, die abgewickelte, mittlere Schraubenlinie, so ist mit Einschluss der Reibung

$$2 R \pi P = Q s + \mu_1 N l$$

und mit

$$l = \frac{s}{\sin \alpha}$$

$$2 R \pi P = s \left( Q + \frac{\mu_1 N}{\sin \alpha} \right)$$

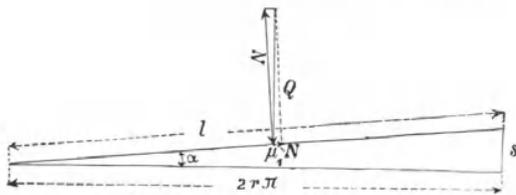


Fig. 83.

Die Gleichgewichtsbedingung für die senkrechten Kräfte lautet:

$$N \cos \alpha - \mu_1 N \sin \alpha = Q,$$

$$N = \frac{Q}{\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha}$$

und hiermit  $2 R \pi P = Q s \left( 1 + \frac{\mu_1}{(\cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha) \sin \alpha} \right).$

Da  $s = 2 r \pi \operatorname{tg} \alpha$

folgt weiter

$$P = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{\sin \alpha \cos \alpha - \mu_1 \sin^2 \alpha + \mu_1}{\sin \alpha \cos \alpha - \mu_1 \sin^2 \alpha} = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \alpha \cos \alpha + \mu_1 \cos^2 \alpha}{\sin \alpha \cos \alpha - \mu_1 \sin^2 \alpha}$$

$$P = Q \frac{r}{R} \frac{\operatorname{tg} \alpha + \mu_1}{1 - \mu_1 \operatorname{tg} \alpha}$$

oder, da  $\mu_1 = \operatorname{tg} \varrho$

$$P = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg} (\alpha + \varrho) \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{91.}$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{92.}$$

Die beiden letzten Gleichungen lassen erkennen, dass zwar auch das Übersetzungsverhältniss zwischen der Antriebskraft  $P$  und der Last  $Q$  mit abnehmenden Werthen von  $\alpha$  zunimmt, dass aber gleichzeitig der Wirkungsgrad kleiner wird.

Wenn wir  $\varrho = 6^\circ$  d. h.  $\mu_1 = \operatorname{tg} \varrho = 0,1$  setzen, folgt für  $R = r$ , abgesehen von der Hebelübersetzung, beispielsweise mit  $\alpha = 21^\circ$

$$P = \frac{Q}{2} \quad \text{und} \quad \eta = 0,75 \quad P_0 \sim \frac{1}{2,6} Q$$

und mit  $\alpha = 5^\circ$

$$P \sim \frac{Q}{5} \quad \text{und} \quad \eta = 0,45 \quad P_0 \sim \frac{1}{10,1} Q.$$

Das Anwendungsgebiet der Schraubenwinden drängt, wie bereits bemerkt, dahin, das Übersetzungsverhältniss der Spindel möglichst weit zu steigern und in der Selbsthemmung, welche durch  $\alpha \leq \varrho$ , d. h.  $\eta \leq 0,5$  eintritt, eine nützliche Entschädigung für das ungünstige Güteverhältniss zu erblicken.

Man findet daher in der Praxis meist

$$\alpha = 4^\circ \text{ bis } 5^\circ.$$

Die Übersetzung, welche bei Räderwerken das Wurmgetriebe in dem Verhältniss der Schraubengangzahl zur Zähnezahzahl des eingreifenden Schneckenrades liefert, gestattet dabei, auf eine starke Übersetzung zwischen der Antriebskraft der Schnecke und dem Umfangsdruck im Theilkreise zu verzichten, und lässt es nicht selten vortheilhafter erscheinen, in erster Linie das Güteverhältniss möglichst günstig zu gestalten; bei der gewöhnlichen Schraube muss man hiervon Abstand nehmen, weil man sonst die Übersetzungsfähigkeit der Schraube opfert.

Der Wirkungsgrad der Schraubenwinden wird schliesslich noch vor allem durch die Spurzapfenreibung herabgemindert. Von geringerer Bedeutung ist die Halszapfenreibung, welche durch die senkrecht zur Spindel wirkende Drehhebelkraft entsteht.

Vernachlässigt man diese, so ist im übrigen noch zu unterscheiden, ob

1. die Spindel oder
2. die Mutter

den Drehantrieb empfängt.

Im ersten Falle erhalten wir mit  $r$  als äusserem Halbmesser des Spindel-spurzapfens und dem Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu$ , das Antriebsmoment der Spindel

$$PR = Q r \operatorname{tg} (\alpha + \varrho) + \frac{\mu Q r}{2}.$$

Der Wirkungsgrad der ganzen Schraubenwinde mit Spindeltrieb ist

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho) + \frac{\mu r}{2r}} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{93.}$$

Mit  $\varrho = 6^0$ ,  $\mu = 0,1$  und  $r:r = 1$ , wird für  $\alpha = 5^0$

$$\eta = 0,36.$$

Wenn man die Mutter antreibt, lässt sich ihr Stützdruck nur durch eine Ringzapfenfläche aufnehmen, welche die Spindel umschliesst. Bezeichnet  $r_1$  den inneren,  $r_2$  den äusseren Halbmesser dieser Stützfläche, so ist

$$PR = Qr \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu Q \frac{r_1 + r_2}{2}$$

und der Wirkungsgrad der Schraubenwinde mit Mutterantrieb

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu}{r} \frac{r_1 + r_2}{2}} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{94.}$$

Mit den oben angenommenen Koeffizienten und dem Mittelwerth  $\frac{r_1 + r_2}{r} = 3$  folgt

$$\eta = 0,25.$$

Auf die Möglichkeit, die Mutter mit einfachem Ringspurlager statt der Spindel anzutreiben, ist also im allgemeinen wegen des wesentlich ungünstigeren Gütegrades zu verzichten, wenn nicht zwingende Gründe dazu vorliegen oder der Kraftverbrauch bei seltenem Betrieb und geringen Hubhöhen, keine besondere Rolle spielt. Wesentlich günstiger gestalten sich die Verhältnisse bei Anwendung von Kugelstützlagern.

### Übersetzung und Güteverhältniss der Differentialschrauben.

Der Gedanke, durch Doppelbewegung gleichartiger Getriebe den resultierenden Bewegungsunterschied beliebig weit herabzumindern und auf diesem Wege eine entsprechend grosse Kraftübersetzung zu erzielen, ist auch mit Schraubentriebwerken ausgeführt.

Man kann hierzu zwei Schrauben, eine Vollschaube und eine Hohl-schraube, mit verschiedenen Steigungsverhältnissen benutzen, die so miteinander verbunden werden, dass die äussere Schraubenspindel gleichzeitig das Muttergewinde für die innere Kernspindel enthält, und beim Drehen der äusseren Schraube die auf der Kernspindel ruhende Last nur um den Unterschied der beiden Schraubensteigungen gehoben wird. Die gleiche Wirkung lässt sich auch mit einer einfachen Schraube erreichen, wenn man Mutter und Spindel gemeinsam mit verschiedener Winkelgeschwindigkeit antreibt.

#### $\alpha$ . Differentialschraubenwinde mit doppelten Spindeln.

Die beiden Schraubenspindeln der in Fig. 84, S. 95 skizzirten Winde haben Rechtsgewinde, die Kernspindel hat grössere Steigung als die äussere. Dreht man die Hohlspindel abwärts, während die Kernspindel, unter der Voraussetzung, dass die Last am Drehen gehindert ist, durch den Angriff der Lastklaue nur senkrecht auf- und niedersteigen kann, so wird die Last bei einem vollen Schraubenumgang um die Strecke  $s_2 - s_1$  gehoben,

falls  $s_2$  die Ganghöhe der Kernspindel

und  $s_1$  die Ganghöhe der Hohlspindel bezeichnen.

Ist ferner  $P_0$  die ideelle Antriebskraft,

$R$  ihr Hebelarm,

$Q$  die Last,

$r_2$  der Halbmesser der mittleren Schraubenlinie auf der Kernspindel,

$\alpha_2$  der zugehörige Steigungswinkel,

$r_1$  der Halbmesser der mittleren Schraubenlinie auf der Hohlspindel,

$\alpha_1$  der zugehörige Steigungswinkel,

so ist zunächst  $2 R \pi P_0 = Q (s_2 - s_1)$ ,  
 ferner  $s_2 = 2 r_2 \pi \operatorname{tg} \alpha_2$  und  $s_1 = 2 r_1 \pi \operatorname{tg} \alpha_1$ ,  
 mithin  $P_0 R = Q (r_2 \operatorname{tg} \alpha_2 - r_1 \operatorname{tg} \alpha_1)$  . . . . . **95.**

Um die Reibungswiderstände in den Gewinden zu berücksichtigen, ist nach den Werthen für die einfache Schraube mit dem Reibungswinkel des Materials  $\varrho$ , für  $\operatorname{tg} \alpha_2$ ,  $\operatorname{tg} (\alpha_2 + \varrho)$  und für  $\operatorname{tg} \alpha_1$ ,  $\operatorname{tg} (\alpha_1 - \varrho)$  einzuführen, denn die Reibungswiderstände wirken in entgegengesetzten Richtungen, weil die Kernspindel steigt, während die Hohlspindel sinkt.

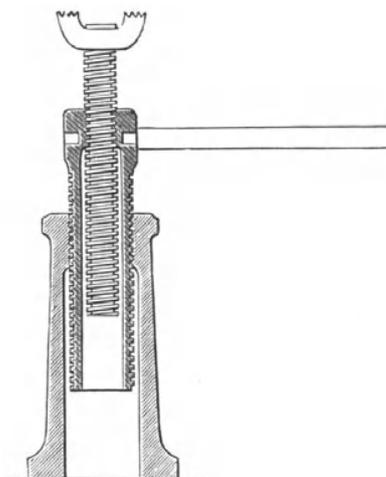


Fig. 84.

Da nun ferner die Kernspindel sich nicht unter der Last dreht, wenn die Winde arbeitet, bilden die beiden Muttergewinde gleichzeitig die Stützapfenflächen, und es treten ausser der Gewindereibung keine weiteren Reibungswiderstände auf. Demgemäss ist das Moment der Antriebskraft  $P$

$PR = Q [r_2 \operatorname{tg} (\alpha_2 + \varrho) - r_1 \operatorname{tg} (\alpha_1 - \varrho)]$  **96.**

Für den Wirkungsgrad der Differentialwinde mit Doppelspindeln erhalten wir

$$\eta = \frac{r_2 \operatorname{tg} \alpha_2 - r_1 \operatorname{tg} \alpha_1}{r_2 \operatorname{tg} (\alpha_2 + \varrho) - r_1 \operatorname{tg} (\alpha_1 - \varrho)} \dots \dots \dots \mathbf{97.}$$

Diese Gleichung lässt erkennen, dass die Differentialschraubenwinde überhaupt nur einen Nutzeffekt liefert, wenn

$$\frac{r_2}{r_1} \operatorname{tg} \alpha_2 > \operatorname{tg} \alpha_1 \dots \dots \dots \mathbf{98.}$$

Um den Vergleich zwischen der in Rede stehenden Konstruktion und einer gewöhnlichen Schraubenwinde zu ermöglichen, wollen wir den mittleren Durchmesser der einfachen Schraube, ebenso wie für die Kernspindel einer Doppelschraube den Werth 65 mm annehmen, der gleichen Belastungsverhältnissen entsprechen würde. Die einfache Schraube sei ferner mit 16 mm Ganghöhe, d. h. bei dem angenommenen Durchmesser mit einem Steigungswinkel  $\alpha = 4^\circ 30'$  ausgeführt und besitze somit auf Grund der früher entwickelten Formelwerthe 92 u. 93, einschliesslich der Spurzapfenreibung, ein Güteverhältniss  $\eta = 0,34$ .

Soll die Doppelschraube die gleiche Lastgeschwindigkeit liefern, so muss der Unterschied ihrer Steigungen gleich der der einfachen Schraube gewählt werden.

Diesen Voraussetzungen würden folgende Werthe in geeigneter Weise entsprechen:

$$\begin{aligned} r_1 &= 55 \text{ mm} & s_1 &= 16 \text{ mm} & \alpha_1 &= \sim 2^\circ 40' \\ r_2 &= 32,5 \text{ mm} & s_2 &= 32 \text{ mm} & \alpha_2 &= \sim 9^\circ. \end{aligned}$$

Setzen wir dann noch den Reibungswinkel  $\varrho = 6^\circ$ , so erhalten wir für die Differentialschraube

$$\eta = \frac{32,5 \cdot 0,158 - 55 \cdot 0,046}{32,5 \cdot 0,268 + 55 \cdot 0,058} = \sim 0,22$$

also wesentlich ungünstiger, als für die einfache Schraube.

Die Brauchbarkeit des ganzen Triebwerks wird ausserdem durch die Grundvoraussetzung beschränkt, dass die zu hebende Last die Kernspindel am Drehen und selbstthätigen Zurücksinken hindert. Wenn auch die Kernspindel Selbsthemmung erhalten soll, gestalten sich die Verhältnisse noch ungünstiger.

**β. Differentialschraubenwinde mit Doppeldrehung für Spindel und Mutter.**

D.R.P. 481.

Figur 85 liefert ein Beispiel für die zweite Ausführungsart der Differentialwinden. Der Doppelantrieb von Spindel und Mutter wird durch die

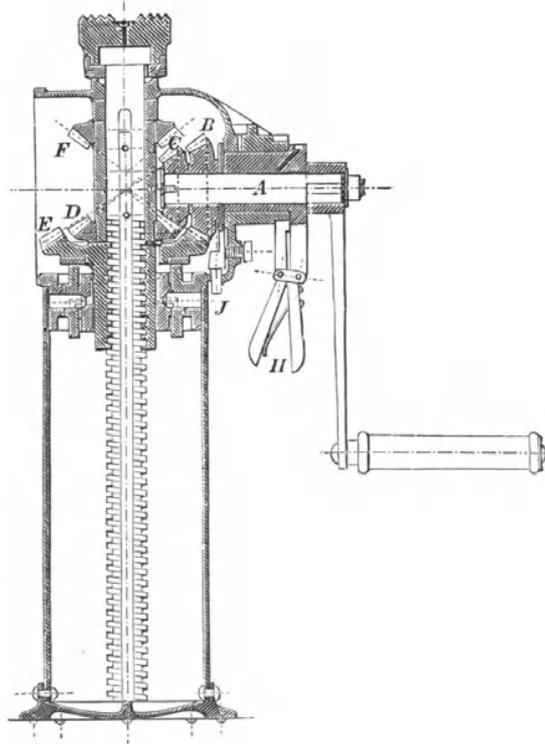


Fig. 85.

beiden auf der Kurbelwelle *A* befestigten Kegelräder *C* und *B* vermittelt. Der Eingriff von *CD* nimmt die Spindel durch Feder- und Nuthverbindung mit, während das von *B* angetriebene Rad *E* in seiner Nabe das Muttergewinde der Spindel enthält. Die Kurbelwelle läuft in einer excentrisch gelagerten Hülse, die mit dem Handgriff *H* umgelegt werden kann, um zum Senken der Last oder zum Heben kleiner Lasten den Differentialantrieb auszurücken und die Spindel allein durch den Eingriff der Räder *C* und *F* in Thätigkeit zu setzen. Beim Umlegen der excentrischen Hülse wird der Sperrzahn *J* mit gehoben und stellt die Mutter *E* fest.

Durch die Stützapfenreibung der Mutter und durch das Zahnrädervorgelege erhöhen sich noch die Wirkungsverluste im Vergleich zur anderen Anordnung, während die gleichzeitige Reibungsarbeit der

Spindel und der Mutter einen ähnlich starken Kraftverbrauch verursachen, wie im ersten Fall, da es nicht von erheblichem Einfluss ist, durch welche Mittel die Doppelbewegung erzielt wird. Die Ausführungsverhältnisse drücken den Wirkungsgrad der ganzen Winde auf  $\eta = \sim 0,12$  herab, wenn man nicht Kugellager zu Hilfe nimmt.\*)

Diese Erörterungen zeigen, dass die Differentialschrauben mit störend grossen Wirkungsverlusten behaftet sind und deshalb kaum noch ausgeführt werden.

**Berechnung der Windenschrauben.**

Windenschrauben werden durch ihre Belastung *Q* auf Zug oder Druck beansprucht, je nachdem die Last an der Schraube hängt oder auf ihr ruht.

Dem Kerndurchmesser *d*<sub>1</sub> der Spindel entspricht die Normalspannung

$$\sigma = \frac{4 Q}{\pi d_1^2} \dots \dots \dots 99.$$

Das äussere Antriebsmoment der Spindel, welches nach Gleichung 91, S. 93, durch

$$M_a = PR = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$$

\*) Vergl. die Durchführung der Rechnung in der ersten Auflage der Hebezeuge, S. 462, und Weisbach-Herrmann, Ingenieur-Mechanik III, 2, S. 34.

bestimmt wird, erzeugt gleichzeitig eine Tangentialspannung, deren grösster Werth im Kernumfang

$$\tau = \frac{16 M_d}{\pi d_1^3} \sim \frac{5 M_d}{d_1^3}$$

auftritt. Da der mittlere Gewindedurchmesser  $d = 2r$  nur wenig von  $d_1$  verschieden ist, darf mit hinreichender Genauigkeit in dem Werth für  $M_d$  der Schraubenhalbmesser  $r$  durch  $\frac{d_1}{2}$  ersetzt werden und demnach

$$\tau \sim \frac{5 Q}{2 d_1^2} \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \quad . . . . . \quad 100.$$

Die Zunahme der Werthe  $M_d$  und  $\tau$  durch den Einfluss des Spurzapfen-Reibungsmomentes kann wegen ihrer verhältnissmässigen Kleinheit für die Ermittlung des Spindelquerschnittes unberücksichtigt bleiben. Andererseits pflegt man die Rechnung weiter dahin zu vereinfachen, dass man allgemein das gleichzeitige Auftreten des vollen Werthes von  $\sigma$  und  $\tau$  in demselben Querschnitt annimmt, während streng genommen in vielen Fällen die zusammentreffenden Spannungen hinter den vorstehenden Werthen zurückbleiben. So herrscht beispielsweise in der Spindel eines Lokomotivhebebockes, die von oben durch Kegelräder angetrieben wird, und deren auf- und niedersteigende Mutter in der mittleren Spindelstrecke die Last aufnimmt, unterhalb der Mutter nur die vom Spurzapfenreibungsmoment erzeugte Tangentialspannung, im Verein mit dem durch die Last erzeugten Druck. Innerhalb der Mutter nimmt die Druckspannung nach oben zu allmählich bis auf null ab, während umgekehrt in der oberen Spindelstrecke nur die Tangentialspannung des Antriebmomentes zum Überwinden des Schraubenwiderstandes und der Zapfenreibung vorhanden ist und innerhalb der Mutter nach unten zu abnimmt.

Bezeichnet  $k$  die zulässige Normalspannung des Materials, so ist nach den Beziehungen der zusammengesetzten Festigkeit — vergl. Bach, Elasticität und Festigkeit 4. Aufl. S. 410 u. f. — für die vorstehenden Rechnungsgrundlagen

$$k \geq 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 \alpha_0^2 \tau^2}$$

$$k \geq \frac{Q}{d_1^2} \left[ \frac{4 \cdot 0,35}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2 (5 \operatorname{tg}[\alpha + \varrho])^2} \right]$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{Q}{k} \left[ \frac{1,4}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + \alpha_0^2 (5 \operatorname{tg}[\alpha + \varrho])^2} \right]} \quad . . \quad 101.$$

Die Materialanstrengung pflegt man ziemlich niedrig zu wählen, um durch reichliche Spindeldurchmesser einerseits etwaige Knickkräfte möglichst fern zu halten und andererseits die erforderliche Mutterhöhe zu beschränken, welche von den Grenzwerten für die zulässige spezifische Pressung in dem Gewinde abhängt und bei reichlich bemessenen Schraubenstärken entsprechend niedriger ausfällt, als bei voller Ausnutzung des Spindelmaterials. Nicht selten tritt diese Rücksicht so sehr in den Vordergrund, dass man Spindel und Mutter aus Stahl, statt aus Flusseisen herstellt, nur damit höhere Flächendrucke zugelassen werden können, während man die innere Materialanstrengung bloß bis zu den Grenzen ausnutzt, die noch für Flusseisen statthaft sind, oder sogar noch unter diesen Werthen bleibt.

Vorbehaltlich einer schliesslichen Beschränkung der resultirenden Anstrengung aus den angegebenen Gründen, ist für die Ermittlung des Spindelkerns nach der Festigkeitsgleichung 101

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Flusseisen } k = 600 \text{ und } k_d = 400 \text{ kg/qcm, also } \alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} = \sim 1,15 \\ \text{für Flusstahl } k = 900 \text{ und } k_d = 600 \text{ kg/qcm, sowie } \alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} = \sim 1,15 \end{array} \right\} 102.$$

zu Grunde zu legen.

Diese Werthe sind so niedrig angenommen, dass nur bei aussergewöhnlich langen, von oben belasteten Spindeln die zur Prüfung heranzuziehende

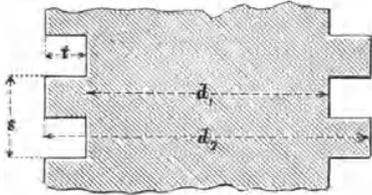


Fig. 86.

Gleichung für Knickfestigkeit, an Stelle von Gleichung 101 für den Spindelkerndurchmesser, massgebend werden kann, während andererseits bei Zugbelastung der Schrauben die Werthe von  $k$  mit entsprechender Änderung von  $\alpha_0$  unbedenklich um  $\frac{1}{3}$  erhöht werden dürfen, falls man in der Mutterhöhe unbeschränkt ist, und möglichst weitgehende Ausnutzung der Festigkeit des Spindelmaterials angestrebt wird.

Wegen der Zunahme der Gewindefinheit bei abnehmendem Spindel-durchmesser pflegt man auch für schwach belastete Schraubenwinden die Spindelstärke nicht unter 25 mm zu wählen, falls die Rechnungen auf kleinere Werthe führen.

Das Spindelgewinde, Fig. 86, wird meist mit quadratischem Querschnitt

$$t = \frac{s}{2} \dots \dots \dots 103.$$

ausgeführt.

Die Steigung  $s$  ist von den Entwurfannahmen für das angestrebte Übersetzungs- und Güteverhältniss abhängig, das durch die Grösse des Steigungswinkels  $\alpha$  für die mittlere Schraubenlinie bestimmt wird.

Häufig findet man

$$s = \sim \frac{d_2}{4} \text{ bis } \frac{d_1}{4} \dots \dots \dots 104.$$

Für  $s = \frac{d_2}{4}$  berechnet sich der zugehörige Steigungswinkel  $\alpha_2$  im äusseren Schraubenumfang aus

$$\text{tg } \alpha_2 = \frac{d_2}{4 \pi d_2} = 0,0796 \text{ zu } \alpha_2 \sim 4^\circ 30'.$$

Da  $\alpha$  nur wenig grösser ist als  $\alpha_2$ , wird hiermit ungefähr die Grenze der Selbsthemmung erreicht. Der schliessliche Werth von  $s$  ist erforderlichenfalls auf englisches Steigungsmass abzurunden, wenn die zur Herstellung des Gewindes zu benutzende Drehbank eine englische Leitspindel hat.

Der Flächeneinheitsdruck  $k$  in der Mutter soll womöglich

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Stahl auf Stahl oder Bronze} \dots \dots \dots 100 \text{ kg/qcm} \\ \text{für Flusseisen auf Flusseisen oder Bronze} \dots \dots \dots 75 \text{ kg/qcm} \\ \text{für Flusseisen oder Stahl auf dichtem Gusseisen} \dots \dots \dots 50 \text{ kg/qcm} \end{array} \right\} 105.$$

nicht überschreiten.

Aus der Beziehung für  $z$  Gewindegänge in der Mutter

$$\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) z k = Q$$

folgt die erforderliche Mutterhöhe

$$h = z s = \frac{4 Q s}{\pi (d_2^2 - d_1^2) k} \dots \dots \dots 106.$$

Mit den obigen Werthen von  $k$  erhält man gleichzeitig eine genügende Ansatzfläche des Gewindes, um der auftretenden Biegungsanstrengung in

den belasteten Schraubengängen zu genügen. Will man die Ausführung in dieser Beziehung prüfen, so ist zu beachten, dass bei gleichem Material für Spindel und Mutter der gefährliche Gewindequerschnitt am Spindelkern liegt, und demnach die Bedingung erfüllt sein muss

$$Q \frac{(d_2 - d_1)}{4} \leq \frac{\pi d_1 z s^2}{4 \cdot 6} \cdot k_b \dots \dots \dots 107.$$

Wenn die zulässige Biegeanstrengung des Muttermaterials  $k_{bm}$  kleiner als die der Spindel ist, kann der gefährliche Gewindequerschnitt in der Mutter im äusseren Schraubenmantel liegen und die Bedingung ausschlaggebend sein

$$Q \frac{d_2 - d_1}{4} \leq \frac{\pi d_2 z s^2}{4 \cdot 6} \cdot k_{bm} \dots \dots \dots 108.$$

In beiden Fällen ist vorausgesetzt, dass die Belastungresultante im mittleren Schraubenkreis angreift. Da die Gangenden der Mutter zungenförmig auslaufen und auf der letzten Strecke nicht mehr voll tragen, sind für die Ansatzfläche des Gewindes statt der vollen Schraubenwindungen  $z$  einfache Kreisringe in Rechnung gestellt.

Hinsichtlich des Stützlagerdruckes pflegt man nur für den Fall auf einen bestimmt begrenzten Druck in der Flächeneinheit Bedacht zu nehmen, dass die Mutter statt der Spindel gedreht wird, also gleichzeitig als Stützapfen dient. Die hierfür zulässigen Pressungen entsprechen den oben angegebenen Werthen für den specifischen Druck im Gewinde. Dient das Spindelende als Spurzapfen, so verzichtet man meist auf die sonst durch gesicherten Ölzutritt bei Zapfen angestrebte Flüssigkeitsreibung und sucht dafür den Zapfenhalbmesser, d. h. den Arm der trockenen Reibung, so klein wie möglich zu halten, indem man das Zapfenende schwach wölbt. Hierbei tritt unzweifelhaft durch die Belastung eine Formänderung in den Stützflächen ein, bis sich eine den Druckverhältnissen entsprechende Stützfläche ausbildet. Um die Abplattung möglichst zu beschränken und das Anfransen der Gleitflächen zu verhüten, werden die Theile gehärtet. Dass dieses Verfahren nur für die gewöhnlich bei Schraubenwinden vorliegenden Verhältnisse, d. h. bei seltener Benutzung und kurzen Arbeitszeiten statthaft ist, folgt ohne weiteres aus der starken Erhitzung bei längerer Arbeitsdauer. Wollte man Schraubenspindeln mit normalen Zapfenkonstruktionen anwenden, so würde der Spurzapfen wesentlich stärker, als die Spindel ausfallen, weil die reine Druckanstrengung im Schraubenkern, bei voller Last, stets mehrere hundert Kilogramm für das qcm beträgt, während das Schmiermaterial zwischen Gleitflächen schon bei Pressungen von 100 bis 120 kg/qcm fortgedrückt wird, und neu zugeführtes Fett nicht mehr in die Laufbahn der Gleitflächen vordringt.

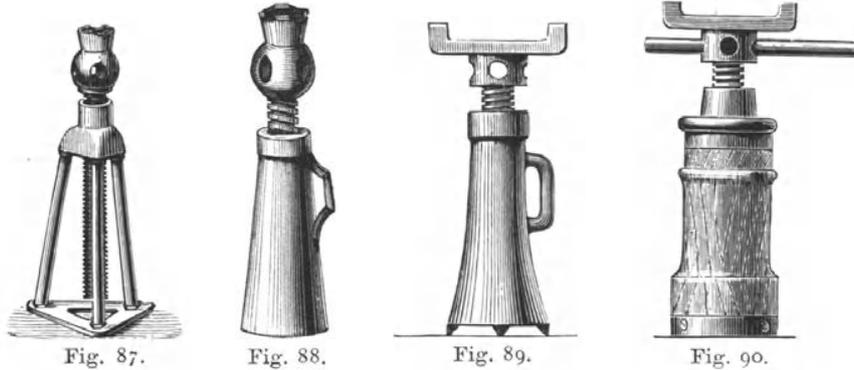
### Ausgeführte Konstruktionen.

#### Dreifuss- und Flaschenwinden.

Die einfachsten Ausführungen gewöhnlicher Schraubenwinden nach englischen Mustern, die sich seit geraumer Zeit allgemein eingebürgert haben, geben die nachstehenden Skizzen, S. 100, in bezug auf ihre äussere Gestalt wieder.

Das Gestell der Dreifusswinde, Fig. 87, ist aus Schmiedeeisen, das der Flaschenwinde, Fig. 88, aus Stahlguss hergestellt, Fig. 89 entspricht den Ausführungen mit gusseisernem, Fig. 90, denen mit hölzernem Gestell für kleine und mittlere Lasten. Die Hubhöhen schwanken zwischen 120 bis

400 mm. Weitere Formen und Angaben über Abmessungen und Tragkraft siehe in Fabrikatalogen.



Über die Benutzung gruppenweise durch Ratschenhebel gekuppelter Schraubenwinden bei Brückenbauten, zum Heben von Dächern, zum Fortbewegen ganzer Häuser, vergleiche die unten angeführten Quellen.\*)

#### Schraubenschlittenwinde.

Die Fig. 14 bis 17, Taf. 2, stellen eine Schraubenschlittenwinde dar, welche gestattet, Lasten erforderlichenfalls auch kurze Strecken seitwärts zu bewegen, um beispielsweise entgleiste Eisenbahrfahrzeuge wieder zwischen die Schienen zu bringen. Hierzu dient die Schlittenbahn der Grundplatte mit der doppelgängigen Schraube von  $\sim 1\frac{3}{8}$ " engl. Steigung und 38 mm äusserem Durchmesser.

Die Last ruht auf der losen Spindelkopfhaube. Der Antrieb der Lastspindel erfolgt durch einen losen Ratschenhebel mit doppelseitiger Klinke, die mit dem einen oder dem anderen Zahn in das fest mit der Spindel verbundene Schaltrad für die entgegengesetzte Spindeldrehung beim Heben und Senken eingreift. Die Ratschenklinke wird von Hand in die beabsichtigte Eingriffslage gedreht und durch eine hinter ihrem Rücken im Hebel mit Spiralfederwiderlager untergebrachte Keilzunge gehindert, nach der entgegengesetzten Seite einzugreifen, bis man sie für diesen Zweck durch Umlegen des Klinkenwinkels zurückdrängt und auf der anderen Seite einspringen lässt. Zum bequemeren Transport ist der Ratschenhebel zerlegbar ausgeführt, so dass die lange Griffstange erst an der Gebrauchsstelle eingesetzt werden kann.

Die Winde ist für 10000 kg Nutzlast bestimmt und erreicht hierfür ein Eigengewicht von nur etwa 100 kg.

Setzen wir zunächst im Entwurf Flusseisen als Spindel- und Muttermaterial voraus und wählen den mittleren Steigungswinkel für Selbsthemmung  $\alpha = 4^{\circ}30'$ , so erhalten wir aus Gleichung 101 mit  $k = 600$ ,  $k_d = 400$ ,  $\alpha_0$  nach Gl. 102 gleich 1,15 und  $\varrho = 6^{\circ}$ , den Spindelkerndurchmesser  $d_1 = \sim 5$  cm.

Beim Prüfen der Zulässigkeit dieses Werthes, in Bezug auf etwaige Knickanstrengung, ergibt sich für die nutzbare Hubhöhe der Winde von  $\sim 37,5$  cm, im Hinblick auf die nur in der Mutter stattfindende Stützung der Spindel, als Lastgrenze, welche die Knickung erwarten lässt, bei dem Dehnungskoeffizienten  $\alpha = 1 : 2150000$

$$Q_{\max} = \frac{\pi^2}{4} \frac{1}{\alpha} \frac{\Theta}{l^2} = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{2150000 \cdot \pi \cdot 5^4}{37,5^2 \cdot 64} = \sim 115000 \text{ kg,}$$

\*) Löffler, Die Fundirung der Eisenbahnbrücke über den Pregel in Königsberg 1867. Handbuch der Ingenieurwissenschaften, Leipzig, Engelmann, Kap. XIV. Maschinelle Hilfsmittel für Brückenbauten, und Engineering, Januar 1870, S. 23. House moving at Boston.

während die zugelassene Grenzlast nur 10000 kg beträgt. Nach dieser Seite liegt also kein Grund zur Spindelverstärkung vor, da der Sicherheitskoeffizient gegen Knicken  $\sim 11,5$  beträgt.

Schätzen wir den Steigungswinkel am Schraubenkern  $\alpha_1$  auf  $5^\circ$ , entsprechend der Wahl von  $\alpha = 4^\circ 30'$  für die mittlere Schraubenlinie, so wird die zugehörige Steigung

$$s = d_1 \pi \operatorname{tg} \alpha_1 = 5 \pi \cdot 0,0875 = 1,37 \text{ cm},$$

oder für englisches Steigungsmass

$$s = \frac{9}{16}'' \text{ engl.} = 14,3 \text{ mm}.$$

Wenn wir ferner die Gangtiefe  $t \sim \frac{s}{2} = 7,5 \text{ mm}$ , also den äusseren Spindel-durchmesser = 65 mm wählen, berechnet sich der Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie durch

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{14,3}{57,5 \pi} = 0,079,$$

d. h.  $\alpha \sim 4^\circ 30'$  mit der Grundannahme übereinstimmend.

Für die erforderliche Mutterhöhe erhalten wir mit 75 kg Flächenpressung für das qcm nach Gleichung 106, S. 98,

$$h = \frac{4 \cdot 10000 \cdot 1,43}{\pi (6,5^2 - 5^2) 75} = \sim 14 \text{ cm} = 140 \text{ mm}.$$

Da die Winde für ihre Verwendbarkeit möglichst geringe Gesamthöhe erhalten muss, und diese für eine bestimmte, nutzbare Hubhöhe sich nur auf Kosten der Mutterhöhe beschränken lässt, liegt die Veranlassung vor, lediglich im Hinblick auf die Zulässigkeit höherer Flächenpressungen im Gewinde Stahl, statt Flusseisen zu verwenden, wofür  $k$  von 75 kg/qcm auf 100 kg gesteigert werden darf, während man auf eine entsprechend höhere, an sich für Stahl zulässige Anstrengung des Spindelkerns verzichtet, um nicht mittelbar durch geringere Spindelstärke wieder einen Theil des Vortheils für die Beschränkung der Mutterhöhe zu opfern. Unter diesen Voraussetzungen erniedrigt sich die Mutter im Verhältniss von 3:4 auf

$$h = 105 \text{ mm}.$$

Nahe übereinstimmend hiermit ist bei noch etwas geringerer Ausnutzung des Spindelmaterials in der Ausführung der äussere Schraubendurchmesser = 70 mm, der Kerndurchmesser = 54 mm, mit  $s = \frac{9}{8}''$  engl. = 15,875 mm und  $\alpha = 4^\circ 30'$  gewählt und hierdurch die Mutterhöhe

$$h = \frac{4 \cdot 10000 \cdot 1,59}{\pi (7^2 - 5,4^2) 100} = 10 \text{ cm}$$

auf die Länge von 100 mm beschränkt.

Wählt man für den Ratschenhebel 1 m Länge, so ist, abgesehen von der nicht genau anzugebenden Reibung des Spindelkopfes in der Haube, die erforderliche Hebelkraft, mit  $\varrho = 6^\circ$ ,

$$P = Q \cdot \frac{r}{R} \operatorname{tg} (\alpha + \varrho) = \frac{10000 \cdot 31}{1000} \cdot 0,185 \sim 58 \text{ kg},$$

so dass auch bei dem Zuwachs durch die Spindelkopfreibung, zwei Arbeiter jedenfalls zum Heben der Grenzlast genügen.

### Zugwinde von A. Schimmel in Leipzig.

Die in Fig. 91, S. 102, dargestellte Schraubenwinde ist dazu bestimmt, schwere Arbeitstücke auf Werkzeugmaschinen zu heben, und wird zur Seitenbewegung der Last durch eine Rolle an einer Laufschiene aufgehängt. Die Schraubenspindel, welche durch ein Kegelräderpaar  $AB$  mit einem Ziehrade angetrieben wird, läuft oben in einem Halslager, unten auf einem Spurzapfen, dessen Lagertopf auf der unteren Querverbindung des hängenden Maschinenrahmens steht. Der Lasthaken ist durch zwei Flacheisenschienen, die den Rahmen von aussen umfassen, an der Mutter  $M$  aufgehängt, und diese mit seitlich übergreifenden Lappen am Rahmen geführt.

Die nutzbare Hubhöhe derartiger Zugwinden pflegt zwischen 600 bis 1500 mm zu liegen, die Tragkraft übersteigt selten 4000 kg.

### Schraubenzugwinde mit Schneckenradvorgelege.

Figur 92 veranschaulicht eine andere Bauart der Zugwinden mit Wurmgetriebevorgelege. Hier hängt die Lastspindel in der drehbar gelagerten Mutter, die aussen als Schneckenrad geformt ist und von einer Schneckenwelle durch den doppelarmigen Griffhebel bethätigt wird. Der Antrieb ist weniger bequem, als mit einem Ziehrade, und die Wirkungsverluste durch die Stützapfenreibung der Mutter, wie durch das Wurmgetriebe, fallen so ausserordentlich gross aus, dass auf diese Bauart, selbst für geringe Hubhöhen und seltene Benutzung, verzichtet werden sollte. Auch der Konstruktion von Schimmel sind Flaschenzüge mit steilgängigem Schneckentriebwerk und selbstthätiger Drucklagerbremse vorzuziehen.

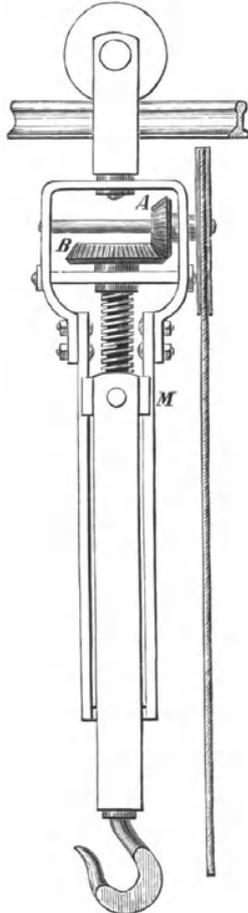


Fig. 91.

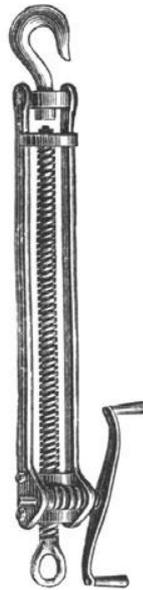


Fig. 92.

### Schützenwinde mit Zugschraubenspindel.

Figur 93 liefert ein Beispiel für den Antrieb von Schützenstellspindeln durch Kegelräder.\*) In der Regel hängt die Falle an zwei Schraubenspindeln, die durch ihre Verbindung mit der Schütze und durch die Schlittenführung der letzteren an eigener Drehung gehindert werden, so dass sie nur geradlinig auf- und absteigen können. Die Anordnung wiederholt sich für die zweite Spindel symmetrisch, und der ge-

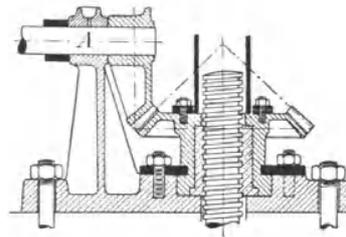


Fig. 93.

meinsame Antrieb erfolgt meist durch eine senkrecht zu A gelagerte Vorgelegewelle, welche mit doppelseitigem Kegelrädereingriff die links und rechts abzweigenden Antriebwellen der Stellspindeln entgegengesetzt dreht, so dass die Spindeln selbst gleichsinnig bewegt werden. Auch hier sind die Wirkungsverluste durch die starke Stützapfenreibung der Kegelradnaben, welche die Stellspindeln aufnehmen, ausserordentlich gross und nur zulässig, wenn es sich um seltenes Verstellen der Fallen von Hand handelt. Die Spindelköpfe werden bisweilen, wie in der Zeichnung angedeutet, in Schutzrohre eingeschlossen.

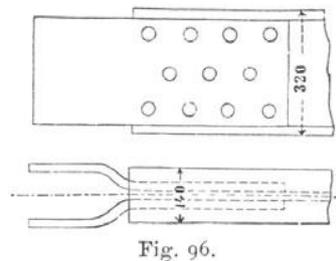
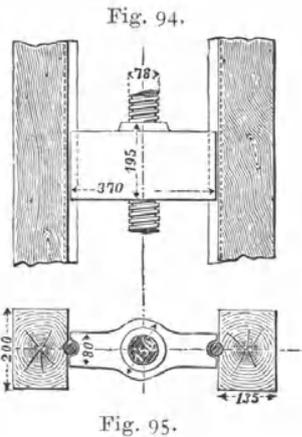
### Hölzerne Windenböcke zum Heben von Lokomotiven und Kesseln.

Zum Heben von Lokomotiven und Kesseln in Werkstätten benutzt man Schraubenwinden mit Rädervorgelege und Kurbelantrieb, — vergleiche Fig. 18 und 19, Taf. 2. Man verwendet zu diesem Zweck gleichzeitig vier

\*) Riedler, Skizzen für Lasthebemaschinen.

Böcke, die paarweise einander gegenübergestellt werden. Die Last wird mit eisernen Trägern aufgenommen, deren Enden frei auf den Hubmuttern der gegenüberstehenden Böcke aufliegen und durch gleichzeitiges Antreiben der zugehörigen Spindeln gleichmässig aufsteigen.

Die Bockgerüste wurden früher allgemein und werden zum Theil auch heute noch aus hartem Holz, aus Eichen- oder Buchen-, bisweilen auch aus Kiefernholz hergestellt. Die kräftigen, senkrechten Säulen sind oben durch einen wagerechten Querholm miteinander verbunden, unten in ein Schwellenwerk von doppelter Kreuzform eingezapft und mit eisernen Winkeln verschraubt. Starke Rücken- und Seitenstreben sichern die erforderliche Standfestigkeit der ganzen Verbindung. In den neueren Ausführungen ist



das Holz meist durch Walzeisen ersetzt. Die Kurbelwelle wird auf den Rückenstreben gelagert und überträgt ihren Antrieb durch Kegelräder auf die senkrechte Vorgelegewelle, deren Stirnrädereingriff auf die Schraubenspindel einwirkt. Die gusseiserne Mutter steigt zwischen den senkrechten Bocksäulen auf und nieder und führt sich an den Rundeisenstangen, Fig. 94 u. 95, oder besser an Flacheisenschienen, die gleichzeitig zum Verspannen des Bockkopfes mit dem Fusschwellenwerk dienen. Die schmiedeeisernen Lastträger werden entweder, wie in Fig. 18, Taf. 2, aus zusammengenieteteten Eisenbahnschienen gebildet oder häufiger aus I-Eisen, an deren Mittelsteg man gabelförmig gekrümmte Endbleche, Fig. 96, als Auflager annietet. Man legt die Träger dann so auf die Muttern, dass die Gabel die Schraubenspindel von beiden Seiten umfasst.

Die einzelnen Böcke werden für Lokomotiven meist mit 12 500 kg Tragkraft entworfen, entsprechend einer Last von 50 t für vier gemeinsam benutzte Böcke. Die freie Hubhöhe pflegt zu 1,75 m angenommen zu werden. Für die Träger wird im allgemeinen 3,5 m lichter Abstand zwischen den Böcken vorgeschrieben.

Für diese Annahme findet man aus Gleichung 101, S. 97, Flusseisen als Material vorausgesetzt, den erforderlichen Kerndurchmesser der Spindel, wenn der mittlere Steigungswinkel  $\alpha = 5^\circ$  gewählt wird,

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{12500}{600} \left[ \frac{1,4}{\pi} + 0,65 \sqrt{\frac{16}{\pi^2} + 1,15^2 (5 \cdot 0,194)^2} \right]} = 5,7 \text{ cm.}$$

Wählt man den äusseren Spindeldurchmesser = 7,8 cm, so entspricht dem mittleren Schraubendurchmesser 6,7 cm ein Steigungswinkel von  $\sim 5^\circ$  bei 19 mm =  $\frac{3}{4}$ " engl. Steigung.

Im Hinblick auf etwaige Knickgefahr hat man die Belastungsgrenze, weil die Spindel an beiden Enden gelagert ist, aus der Beziehung zu berechnen,

$$(\max) Q = \frac{\pi^2 \theta}{\alpha l^2} \dots \dots \dots 109.$$

Mit dem Dehnungskoeffizienten  $\alpha = \frac{1}{2150000}$  für Flusseisen,  $l = 175 \text{ cm}$  und dem

$$\text{Trägheitsmoment } \theta = \frac{\pi 5,7^4}{64}$$

folgt  $(\max) Q = 37\,950 \text{ kg}$ ,

also etwa dreimal so gross, wie die wirklich auftretende Belastung, eine Sicherheit, mit der sich die Praxis bei derartigen Ausführungen begnügt, weil die volle freie Hubhöhe fast nie ausgenutzt wird.

Für  $50 \text{ kg/qcm}$  spezifische Flächenpressung in der gusseisernen Mutter, ist die erforderliche Mutterhöhe nach Gleichung 106, S. 98

$$h = \frac{4 \cdot 12\,500 \cdot 1,9}{\pi (7,8^2 - 5,7^2) 50} \sim 21 \text{ cm.}$$

Mit dem Wirkungsgrad der Schraubenspindel, einschliesslich Zapfenreibung, für  $\alpha = 5^\circ$ ,

$$\eta_1 = 0,36$$

und dem nach den Angaben des nächsten Abschnittes auf  $0,93$  zu schätzenden Güteverhältniss für jedes der beiden Rädervorgelege, kann man auf einen Gesamtgütegrad

$$\eta = 0,36 \cdot 0,93^2 = 0,31$$

rechnen.

Bezeichnet  $r$  den mittleren Schraubenhalbmesser =  $34 \text{ mm}$ ,

$R$  den Kurbelarm =  $370 \text{ mm}$ ,

$\varphi$  das Gesamtübersetzungsverhältniss der beiden Vorgelege,

$P$  die Kurbelkraft =  $40 \text{ kg}$  für beide Kurbeln zusammen,

so ist

$$\frac{P}{Q} \eta = \varphi \frac{r}{R} \operatorname{tg} \alpha$$

$$\varphi = \frac{40 \cdot 0,31 \cdot 370}{1250 \cdot 34 \cdot 0,09} = \frac{1}{8,3} \sim \frac{1}{8}$$

Diese Übersetzung lässt sich durch das Verhältniss  $3:4$  für die Kegelräder und  $1:6$  für die Stirnräder, in Übereinstimmung mit der vorliegenden Ausführung erreichen.

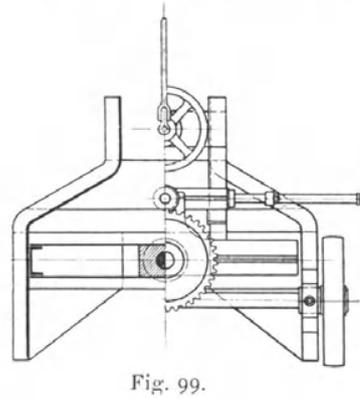
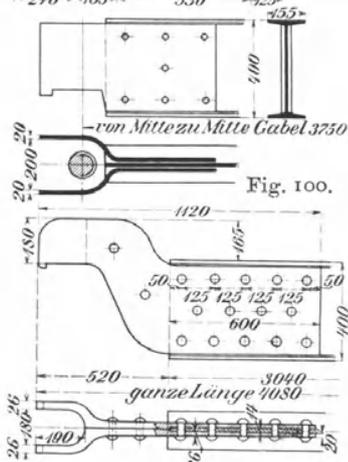
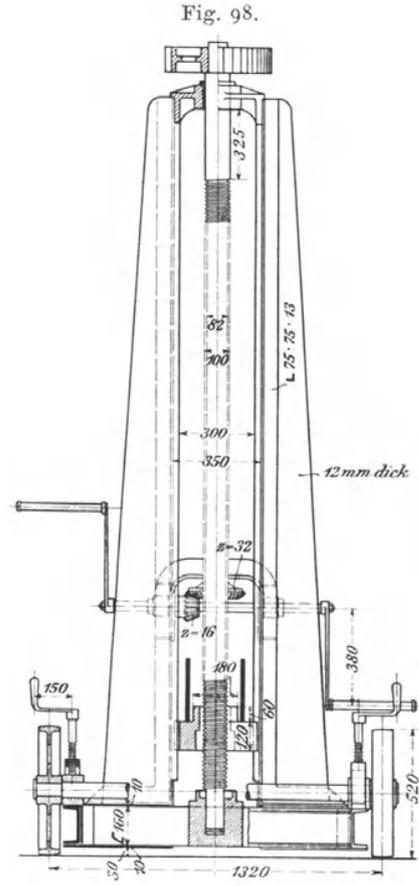
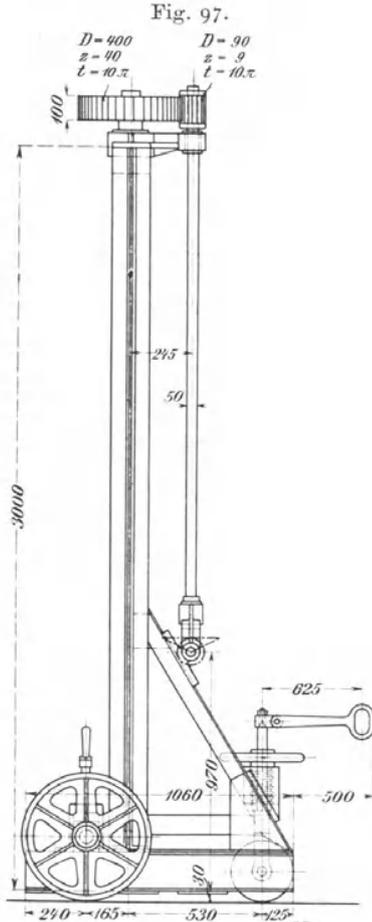
Im Träger lässt man Biegungsanstrengungen von  $1250$  bis  $1500 \text{ kg/qcm}$  zu. Bei Lokomotivhebeböcken ist zu berücksichtigen, dass die Last durch die Rahmenbleche auf die Träger abgesetzt wird, und demnach der Hebelarm des gefährlichen Querschnitts in Bezug auf die Endauflager nur etwa  $1 \text{ m}$  beträgt.

#### Fahrbarer eiserner Lokomotivhebebock für $12\,500 \text{ kg}$ von Huck & Co. in Bielefeld.

Die Bockständer, Fig. 97 bis 99, sind aus Winkeleisen und Blechen derart zusammengenietet, dass die seitlichen, zwischen zwei senkrechten Winkeleisen gefassten Strebenbleche nach innen durchgreifen und gleichzeitig die Führungsschienen der Hubmutter bilden. Die Rückenstreben nehmen den gusseisernen Bock für die Kurbelwelle und das Kegelräderpaar und ausserdem, in einem kräftigen Querstück die Senkschraube mit Handrad für das Lenkrad auf, dessen Gabelachse sich frei in der Kernbohrung der starken Schraube drehen lässt. Die Grundplatte ist aus zwei gekröpften  $\square$ -Eisen mit Decklaschen gebildet, deren Hauptquerverbindung das Spindelspurlager trägt. Die grossen Laufräder sitzen lose auf einer gemeinschaftlichen, oberhalb der Grundplatte liegenden Achse mit senkrecht beweglichen Lagern und übergreifenden schmiedeeisernen Bügeln, in welche die Druckspindeln zum Senken dieser Achse eingesetzt sind. Die Böcke zeichnen sich durch gefällige, leichte Form und bequeme Ortsveränderlichkeit aus. Während des Betriebes bleiben die Räder durch Niederlassen des ganzen Bockes auf seine Grundplatte vollkommen entlastet. Für Lokomotiven mit besonders tiefem Unterbau benutzt man statt der geraden Träger, Fig. 100, solche mit aufwärts gekröpften Kopfstücken, Fig. 101.

Die Tender- und Wagenhebeböcke werden meist ohne Fahrräder und nur für  $5000 \text{ kg}$  Tragkraft mit ungefähr  $1400 \text{ mm}$  nutzbarem Spindelhub und leichter Grundplatte gebaut, indem man sich damit begnügt, die senkrechten Ständer und Rückenstreben untereinander und mit der einfachen Blechgrundplatte durch ein hochstehendes Blech und Grundwinkeleisen zu

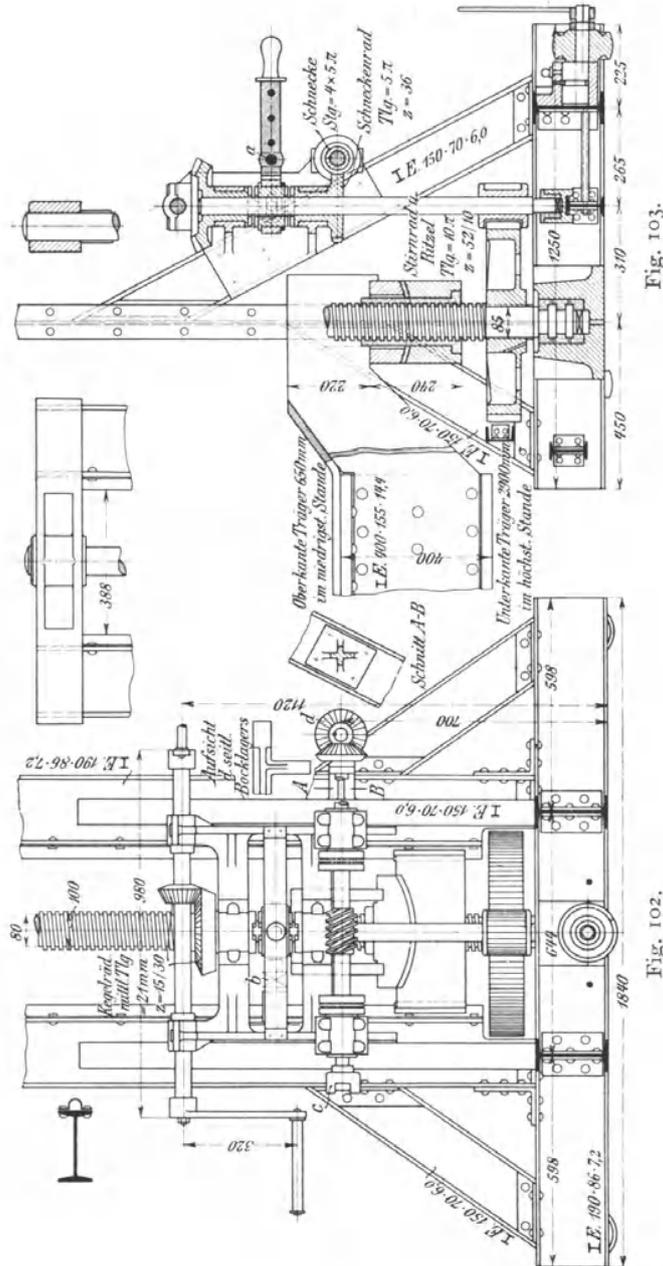
verbinden und unter der Bodenplatte in den Hauptstützpunkten, d. h. unterhalb der Ständer- und Strebenfüsse zum sicheren Aufstellen Holzbohlen befestigt.



**Lokomotivhebebock mit elektrischem und Handbetrieb von A. Schlesinger, Werdohler Stanz- und Dampfhammerwerk.**

D. R. G. M. 177 834.

Schlesinger baut die Hebeböcke, Fig. 102 und 103, aus kräftigen  $\square$ -Eisen mit je drei schrägen Fusstreben für die senkrechten Ständersäulen und



befestigt auf der Innenfläche der Säulenflansche halbrund gezogene Blechleisten als Führungsschienen für die Hubbremse. Die Traverse ist oben rings um ihre vorstehende Bronzebüchse, welche das Muttergewinde der

Schraubenspindel enthält, kugelförmig ausgedreht und nimmt den Trägerkopf mit einem passend kugelförmig abgedrehten Zwischenstück auf, das den Büchsenhals mit Spiel umschliesst und auch bei schiefer Trägerlage eine möglichst achsiale Belastung der Spindel sichert. Der Spindelstützzapfen ist als Kammzapfen mit Spurplatte ausgeführt, eine kaum empfehlenswerthe Doppelstützung, weil auf gleichzeitiges Anliegen nicht gerechnet werden kann.

Abweichend von der sonst üblichen Bauart ist die senkrechte Vorgelegewelle der Spindel nach unten geführt, um die Stirnräderübersetzung dicht über dem Grundswellenwerk unterzubringen und den Bockschwerpunkt möglichst tief zu legen. Die Ständerstreben und ein wagerechtes [-Eisen auf der Innenseite, unterhalb des Trägerkopfes schützen die Stirnräder, die ausserdem noch eingekapselt werden.

Werthvoll ist der auswechselbare Doppelantrieb der senkrechten Vorgelegewelle, der nach Bedarf durch die darüberliegende Handkurbelwelle mittelst der Kegelräder oder von der tieferliegenden Schneckenwelle aus erfolgt und ebenso jederzeit wieder sofort durch den sogenannten Momentumschalter D.R.G.M. ausgeschaltet werden kann. Schneckenrad- und Kegelradnabe sind übereinander in zweitheiligen Halslagern lose auf die Welle gesetzt und mit Kronenklauen für den Eingriff einer dazwischen in Feder und Nuth verschiebbaren Gegenklauenmuffe versehen. Der Steuerhebel der Muffe umklammert mit zwei seitlich angenieteten Gabelhälften die Schildzapfen des Schubringes in der Ringnuth und wird in seinen entgegengesetzten Lagen um den Drehzapfen *a*, Fig. 103, durch ein ausweichendes Widerlager mit schiefen Druckflächen gesichert. Zu dem Zweck ist in den einen Schildzapfen ein dachförmiger Kopf eingeschraubt und ihm gegenüber, in einer Büchse mit Federwiderlager wagerecht verschiebbar, ein Druckbolzen mit gleichgeformtem Kopf bei *b*, Fig. 102, untergebracht.

Die Schneckenwelle läuft zwischen Kugellagern und wird mit diesen für den Betrieb in einen Öltrog eingekapselt.

Der ausrückbare Doppelantrieb bietet den beachtenswerthen Vortheil, dass sich kurze genaue Einstellungen der gehobenen Maschine, etwa erforderliche Schieflagen u. s. f. mit grosser Genauigkeit und in vorsichtigster Weise von Hand vornehmen lassen, während die eigentliche Hub- und Senkarbeit durch das Schneckengetriebe mit einem Elektromotor ausgeführt wird. Der Motor wird fahrbar verwendet und auf einer der Langseiten der Lokomotive aufgestellt. Die Kraftübertragung erfolgt durch ausziehbare Wellen — Kernwelle und Rohrwelle ineinanderpassend mit Feder und Nuth verschiebbar — mit einfachen Universalkupplungen zum Ausgleich der wechselnden Abstände und ungleichen Höhen der Ständer und des Motors bei der veränderlichen Aufstellung.

Mit Rücksicht hierauf trägt der eine Schneckenwellenkopf bereits eine Gabel *c*, Fig. 102, und auch die Wellenköpfe des Motors sind in gleicher Weise ausgerüstet, um ohne weiteres einen fliegenden Wellenstrang nach beiden Richtungen für die auf derselben Seite stehenden Böcke einkuppeln zu können. Jeder Bock trägt ausserdem auf dem anderen Schneckenwellende ein Kegelrad und seitlich am Ständer angesetzt ein eingreifendes Rad *d* mit Wellenstumpf und Gelenkkuppelgabel, um auch die Querverbindung zwischen zwei gegenüberstehenden Böcken mit leichter Mühe und für jeden Standort vornehmen zu können.

Für den Transport sind kleine excentrisch gelagerte Laufrollen vorgesehen, die sich durch Hebel umlegen lassen und zum Fahren durch Stifte in der freitragenden Lage festgestellt werden.

## Vierter Abschnitt.

# Räderwinden.

---

### A. Allgemeines über Räderwinden.

Winden mit Rädertriebwerken werden kurz als Räderwinden oder auch nach den einfachsten und ältesten Maschinen dieser Art als Haspelwinden bezeichnet. Zwei miteinander arbeitende Zahn- oder Reibräder bilden ein Hebelwerk, dessen aufeinander folgende Radhalbmesser sich als Übersetzungshebel in der günstigsten Wirkungsanlage beim Eintritt in die gemeinschaftliche Verbindungslinie der Drehachsen ständig ablösen und damit, an Stelle der schwerfälligen Bedienung der einfachen Schwinghebel, einen bequemen stetigen Betrieb ermöglichen.

Der Lastarm wird meist durch eine Trommel gebildet, welche die Last an einem Seil, einer Kette oder an einem Gurt in die Höhe windet. Seltener findet sich eine Zahnstange als Lastträger benutzt. Der Kraftarm wird als Druckspeiche, als Kurbel, Haspelrad, Riemenscheibe oder als Zahnrad ausgeführt und bewirkt entweder unmittelbar oder durch weitere Übersetzungsräderwerke den Antrieb der Trommel. Aus der Möglichkeit stetigen Antriebes und aus der Verwendung von Trommeln ergibt sich die leichte Ausführbarkeit von Winden für beliebige Förderhöhen.

Der Kreuz- oder Spillenhaspel, die sogenannte Erdwinde und das Gangspill, liefern die ältesten Grundformen für unsere jetzigen mannigfach verbesserten Trommelwinden und finden noch heute wegen ihrer grossen Einfachheit Verwendung, theils auf Bauplätzen, theils auf Schiffen zum Aufwinden der Anker. In beiden Maschinen dient ein hölzerner Wellbaum mit Druckspeichen zum Antrieb der Trommel. Beim gewöhnlichen Haspel ist der Wellbaum wagerecht, bei den Erdwinden und Gangspillen senkrecht gelagert. Die senkrechte Anordnung gewährt den Vortheil, dass eine grössere Arbeiterzahl gleichzeitig auf die verschiedenen wagerechten Druckspeichen vertheilt werden kann und, beim Winden im Kreise herumgehend, in geneigter Stemmlage des Körpers eine sehr kräftige Arbeitsleistung liefert. Am Kreuzhaspel können nur wenige Arbeiter an den beiden gegenüberliegenden Seiten die einzelnen Speichenarme innerhalb ihres Bereiches erfassen und je nach dem Standorte theils ziehend, theils drückend fortbewegen. Dagegen ermöglicht die Haspelwinde mit wagerechtem Wellbaum auch den Antrieb durch Ziehrad mit Haspelseil von beliebig tieferen Punkten aus und erfordert weniger Platz.

Während man bei den gewöhnlichen alten Haspelwinden die ganze erforderliche Übersetzung durch ausreichende Grösse der Haspelräder in Verbindung mit möglichst kleinen Wellbaumdurchmessern zu gewinnen sucht und meist erreichen kann, führen die Kurbelwinden durch ihre beschränkte Kurbelarmlänge zur Anwendung von Rädervorgelegen. Statt der gewöhnlichen Zahnräder werden hierfür auch Schneckentriebwerke und Reibräder

benutzt. Ebenso werden die Trommeln vielseitiger, als bei den einfachen Haspelwinden gestaltet, je nachdem sie zur Aufnahme von Seilen, Ketten oder Gurten dienen. Man benutzt statt der Trommeln für Seile auch Reibungscheiben und für Ketten Daumenräder. Schliesslich erfordern alle Winden Sperrwerke zum Festhalten der aufgewundenen Last und, abgesehen von den Zahnstangenwinden für kleine Hubhöhen, auch Bremswerke zum Senken.

Aus dem vorstehenden allgemeinen Überblick ergeben sich zwei Hauptgruppen:

1. Trommelwinden  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Winden mit wagerechter Trommel,} \\ \text{Winden mit senkrechter Trommel,} \end{array} \right.$
2. Zahnstangenwinden.

Zum Entwerfen vollständiger Winden gehört die eingehende Kenntniss der nachstehenden Konstruktionselemente, die an dieser Stelle zunächst zu behandeln sind:

1. Kurbel, Haspelrad und deren Wellen,
2. Windentrommel, Seilreibungscheibe und Kettendaumenrad,
3. Zahn- und Reibrädervorgelege,
4. Klinkensperrwerke,
5. Bremsen.

## B. Elemente der Räderwinden.

### 1. Kurbel, Haspelrad und deren Wellen.

#### a. Kurbeln.

Windenkurbeln werden meist als Griffkurbeln für Handbetrieb, seltener als Zapfenkurbeln für die Verbindung mit der Lenkstange einer Betriebsmaschine ausgeführt. Die Form der gewöhnlichen Handkurbeln entspricht den Figuren 7 bis 9, Taf. 3. Der schmiedeiserne Arm wird auf den vierkantigen oder kegelförmigen Endzapfen der Welle aufgeschoben und durch eine vorgeschraubte Mutter festgeklemmt, bei cylindrischer Nabenbohrung auf den Wellenkopf aufgekeilt. Der Griffdorn ist aus Flusseisen oder zähem Stahl herzustellen, um schwache Durchmesser und geringes Gewicht zu erzielen, und wird entweder, wie in Fig. 7 und 8, Taf. 3, in den Arm eingietet oder mit dem Arm aus einem Stück geschmiedet, Fig. 9, Taf. 3. Zur Schonung der Hände setzt man eine drehbare Hülse auf den Griffdorn. Für Winden, die im Winter im Freien bedient werden, sind mit Rücksicht auf die geringere Wärmeableitung, wie in Fig. 8, Taf. 3, Holzgriffe statt einfacher Gasrohrhülsen zu empfehlen. Der äussere Griffdurchmesser schwankt zwischen 30 und 50 mm.

Seltener findet man Kurbelräder statt der einfachen Kurbelarme, die theurer ausfallen und die Welle mehr belasten, aber auch durch ihre gleichmässigere Gewichtsvertheilung und durch ihre Schwungmasse die Kurbelarbeit etwas erleichtern. Nur für Zapfenkurbeln sind gusseiserne Kurbelscheiben in Form kleiner Schwungräder mit voller Scheibe und eingesetzten Stahlzapfen ganz allgemein im Gebrauch. Die Zapfenbefestigung erfolgt in den Scheiben mit konisch eingepasster Zapfenwurzel und vorgeschraubter Mutter.

Für Handbetrieb ist der Kurbelarm  $a \leq 400$  mm . . . . . 110.  
 meist 350 bis 400 mm, nur unter besonders beschränkten Verhältnissen,  
 z. B. für Zahnstangenwinden, 250 bis 300 mm . . . . . 111.

Ferner findet man

$$\text{die Grifflänge } l = \left. \begin{array}{l} 250 \text{ bis } 350 \text{ mm für einen Arbeiter} \\ 400 \text{ bis } 500 \text{ mm für zwei Arbeiter} \end{array} \right\} \cdot \mathbf{112.}$$

Bei mässiger Arbeitsdauer darf man auf 20 kg Kurbeldruck rechnen, falls sich der Arbeiter in der günstigsten Stellung befindet, d. h. die Kurbel aus ihrer höchsten Griffelage von sich fort drückt. Für die entgegengesetzte Stellung sind nur etwa 15 kg anzunehmen und deshalb für zwei einander gegenüberstehende Arbeiter an derselben Kurbel 30 kg und für zwei Mann an zwei getrennten Kurbeln im günstigsten Falle 40 kg. Da man fast ausnahmslos Stirnkurbeln anwendet, beschränkt sich die Zahl der Arbeiter für eine Kurbelwelle auf vier Mann mit 60 kg Arbeitsdruck. Vorübergehend kann die Leistung gesteigert werden, sinkt aber ebenso bei längerer Dauer auf etwa 25 kg für je zwei Mann zurück. Für aussergewöhnlich schwere Winden findet man bisweilen zwei Kurbelwellen vorgesehen.

Die Kurbelgeschwindigkeit schwankt meist zwischen 0,5 und 1 m in der Sekunde. Doppelkurbeln werden um  $120^\circ$  oder um  $180^\circ$  gegeneinander versetzt. Der Winkel von  $120^\circ$  soll für den Handbetrieb am günstigsten sein. Die Höhenlage der Kurbelwelle über dem Fussboden beträgt 1 m bis 1,1 m; nur unter gezwungenen Verhältnissen, wie z. B. bei Wagenwinden, geht man bis auf 440 mm hinab oder steigert umgekehrt bei aufhängbaren Zahnstangenwinden die Höhenlage bis 1,5 m.

Bezeichnet  $P$  den Kurbeldruck,

$d$  den Griffdorndurchmesser in cm,

$l$  die Grifflänge in cm,

$h$  die Höhe des Kurbelarmquerschnitts senkrecht zur Kurbelachse in cm,

$b$  die Dicke des Kurbelarmes in der Richtung der Kurbelachse in cm,

so folgt aus der Biegungsgleichung für die zulässige Biegungsspannung  $k_b$

$$\frac{P \cdot l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 k_b \sim \frac{d^3 k_b}{10}$$

der Griffdorndurchmesser  $d = \sqrt[3]{\frac{5 P \cdot l}{k_b}} \dots \dots \dots \mathbf{113.}$

Mit Rücksicht darauf, dass der Spannungswechsel zwischen Druck und Zug in einer Faser beim Kurbeln nicht gleich hohe Grenzwerte erreicht, darf

$$k_b \text{ für Flusseisen zu } 600 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots \mathbf{114.}$$

angenommen werden. Hiermit erhalten wir:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für einen Mann mit } P = 20 \text{ kg und } l = 35 \text{ cm } d \geq 1,8 \text{ cm} \\ \text{für zwei Mann mit } P = 30 \text{ kg und } l = 50 \text{ cm } d \geq 2,3 \text{ cm} \end{array} \right\} \mathbf{115.}$$

Da die angenommenen Grenzwerte für  $P$ , vorzüglich bei Winden mit ausrückbarer Kurbelwelle, leicht zeitweise überschritten werden, wenn Arbeiter Lasten noch mit einfachem Vorgelege aufwinden, für die im Entwurf doppeltes Vorgelege angenommen ist, und weil ferner schon bei mässiger Senkgeschwindigkeit, wie wir weiter unten sehen werden, der Griffdorn durch die Schleuderkraft weit höher als durch den Kurbeldruck beim Lastaufwinden angestrengt wird, sind die unteren Grenzwerte von  $d$  nicht allgemein zulässig.

Der Kurbelarm wird auf Biegung und Drehung beansprucht. Das Drehmoment  $M_d = P \frac{l}{2}$  ist für alle Armquerschnitte dasselbe, das Biegemoment  $M_b$  wächst mit dem Abstand des untersuchten Querschnitts vom

Griff und erreicht seinen grössten Werth für den Armquerschnitt an der Nabe, der als gefährlicher Querschnitt der Rechnung zu unterziehen ist. Nach Taf. 3, Fig. 7, ist hierfür beispielsweise  $M_b = P \cdot 34$  kgcm. Unter der gerechtfertigten Annahme, dass der Arbeiter den grössten Kurbeldruck tangential zum Kurbelkreis ausübt, ist  $YY$  die Biegungsachse des in Fig. 10, Taf. 3, in grösserem Massstabe herausgezeichneten Querschnittes.\*)

Bezeichnen  $\sigma$  und  $\tau$  die Normalspannung und die Tangentialspannung, welche in einem beliebigen Querschnittspunkte durch  $M_b$  und  $M_d$  erzeugt werden, so muss für die resultierende Anstrengung die Bedingung erfüllt bleiben:

$$k_b \geq 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2} \dots \dots \dots 116.$$

$$\text{mit } \alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{\text{Zulässige Biegungsanstrengung des Materials **)}}{1,3 \text{ zulässige Drehanstrengung}} \dots \dots \dots 116a.$$

Der Umfangspunkt des Querschnittes, für den die rechte Seite der Gleichung ihren grössten Werth annimmt, lässt sich nicht im voraus allgemein, sondern nur von Fall zu Fall für einen bestimmten Querschnitt ermitteln. Man hat daher den Querschnitt zunächst nach konstruktivem Gefühl zu wählen und nachträglich an Hand der Gleichung 116 auf seine Zulässigkeit zu prüfen. Als Anhaltswerth für den Querschnitt dient seine vorläufige Ermittlung unter ausschliesslicher Berücksichtigung der Drehanstrengung. Die vollständige Durchführung des Verfahrens erhellt aus nachstehendem Beispiel:

Es sei für Fig. 7, Taf. 3, der Kurbeldruck  $P = 20$  kg, der Kurbelarm  $a = 37$  cm, der Abstand des gefährlichen Querschnitts  $CD$ , mit der Breite  $b$  und der Höhe  $h$ , vom Kurbelgriffdorn 34 cm und die Entfernung der Kurbelgriffmitte von der Mittellinie des Kurbelarmes  $\sim 18$  cm, so ist das in Rechnung zu stellende

$$\text{Biegemoment } M_b = 20 \cdot 34 = 680 \text{ kgcm}$$

$$\text{und das Drehmoment } M_d = 20 \cdot 18 = 360 \text{ kgcm.}$$

Auf Drehung allein beansprucht hat der Querschnitt der Bedingung zu genügen

$$M_d \leq k_d \frac{2}{9} b^2 h \text{***)}$$

$$\text{oder } b \geq \sqrt{\frac{9 M_d}{2 k_d h}} \dots \dots \dots 117.$$

Wählen wir  $h = 4$  cm und gestatten für  $k_d$ , Schweisseisen vorausgesetzt, da das Drehmoment nur wenig schwankt, 240 kg/qcm, so folgt  $b \geq 1,3$  cm. Im Hinblick auf die zusätzliche Biegungsanstrengung möge  $b = 1,5$  cm angenommen und

\*) Ist die Kurbelkraft nicht tangential gerichtet, so ergibt sich eine Komponente nach der Tangente und eine nach der Richtung des Kurbelarmes mit  $YY$  und  $XX$  als Einzelbiegungsachsen, aus denen dann die resultierende Biegungsachse aufzusuchen ist, welche zur Kräfteebene des resultirenden Momentes nicht senkrecht steht. — Siehe C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl. 1902, S. 223, u. f., und Maschinenelemente, 9. Aufl., Taf. 40 u. f.

\*\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., S. 410 u. f., und Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl. 1903, S. 27. Statt dieser Beziehung findet sich in sonstigen, älteren Lehrbüchern allgemein der ungenaue Werth

$$k_b \geq \frac{3}{8} \sigma + \frac{5}{8} \sqrt{\sigma^2 + 4 \tau^2}$$

der mit dem Fehler behaftet ist, dass die Beziehungen zwischen Schubspannung und Normalspannung bei der Entwicklung des Ausdrucks in unzulässiger Weise verallgemeinert sind und dass für den Querkontraktionskoeffizienten  $\frac{1}{m} = \frac{1}{4}$  gesetzt ist, während

$$\left( m \sim \frac{10}{3} \text{ entspricht.} \right)$$

\*\*\*) Drehanstrengung rechteckiger Querschnitte, Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., S. 309. Im allgemeinen ist dieser Näherungswerth, vor allem für Handkurbeln, bereits ausreichend genau.

demnach nunmehr der gefährliche Kurbelarmquerschnitt mit den Abmessungen  $h = 4$  cm und  $b = 1,5$  cm auf die grösste Gesamtanstrengung untersucht werden. Hierzu ist das zeichnerische Verfahren am geeignetsten, indem man die Schaulinie der Werthe für die rechte Seite der Gleichung 116 für eine Reihe von Umfangspunkten des Querschnitts bestimmt. Die grösste Ordinate der Schaulinien muss  $\leq k_b$  ausfallen, wenn die Abmessungen des Querschnittes genügen sollen.

Schreibt man Gl. 116 in der Form  $k_b \geq 0,35 \sigma + \sqrt{(0,65 \sigma)^2 + (2 \cdot 0,65 \alpha_0 \tau)^2}$ , so ist der Ausdruck bequem geometrisch konstruierbar.

Die Werthe von  $\sigma$  wachsen vom Mittelpunkt  $A$ , Fig. 104, der Rechteckseite  $BB = h$ , die in einem beliebigen Massstab aufgezeichnet werden kann, am Umfang des Querschnittes proportional von null bis zum grössten Werth  $\sigma_{\max} = \frac{6 M_b}{bh^2}$ .

$= \frac{6 \cdot 680}{1,5 \cdot 4^2} = 170$  kg/qcm und liefern die Schaulinie  $AD$ , zu der in die Figur auch noch die Schaulinien der Werthe  $0,35 \sigma$  und  $0,65 \sigma$  eingetragen sind.

Die Drehanstrengung  $\tau$  erreicht im Umfangspunkt  $A$  ihren grössten Werth mit  $\tau_{\max} = \frac{9 M_d}{2 b^2 h} = 180$  kg/qcm und fällt nach deren Endpunkt  $B$  parabolisch bis auf  $\tau = 0$  ab.\*) Hiernach entspricht auch der Ausdruck  $2 \cdot 0,65 \alpha_0 \tau$  einer Parabel, die nach Gl. 116a mit  $\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 240} = \sim 2$ , für die Schweisseisenwerthe  $k_b = 600$  und  $k_d = 240$  kg/qcm, in der Figur mit der Scheitelordinate  $AC = 2 \cdot 0,65 \cdot 2 \cdot 180 = 468$

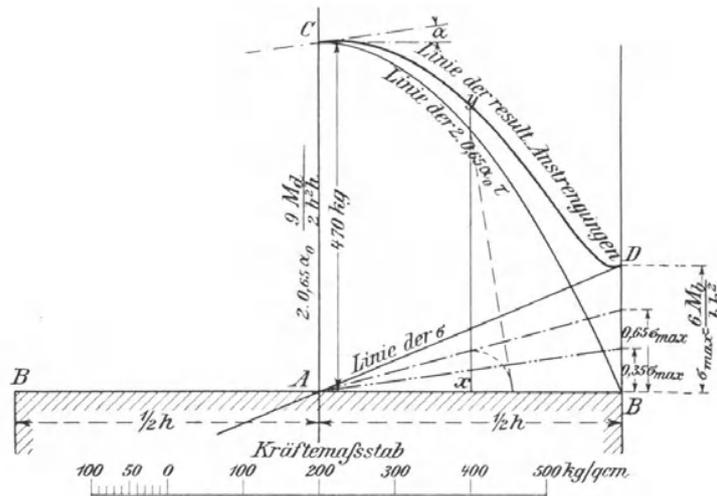


Fig. 104.

nach dem Kräftemassstab der  $\sigma$  durch  $B$  verlaufend nach einer der bekannten Parabelkonstruktionen aufzuzeichnen ist.

Zieht man dann für einen beliebigen Punkt  $x$  auf  $AB$  die Parabelordinate und trägt von  $x$  auf der Abscissenachse den Werth  $0,65 \sigma$  ab so stellt die Hypotenuse zu diesen Katheten den Wurzelwerth  $\sqrt{(0,65 \sigma)^2 + (2 \cdot 0,65 \alpha_0 \tau)^2}$  dar und dieser vermehrt um die Strecke  $0,35 \sigma$  in der Ordinate  $xy$  die resultierende Anstrengung, welche sich in gleicher Weise für alle übrigen Umfangspunkte leicht bestimmen lässt.

In der vollständig aufgezeichneten Schaulinie der resultierenden Anstrengungen findet man die Scheitelordinate nach dem Kräftemassstab zu  $470$  kg/qcm. Der gewählte Querschnitt ist hiernach reichlich bemessen und kann beibehalten werden, weil die grösste resultierende Anstrengung noch erheblich unter dem Grenzwert  $k_b = 600$  kg/qcm liegt.

Denkt man sich noch die Linie der Werthe  $\sqrt{(0,65 \sigma)^2 + (2 \cdot 0,65 \alpha_0 \tau)^2}$  gezeichnet, so verläuft auch diese, für  $\sigma = 0$  wie die Parabel mit ihrem Scheitelement horizontal durch  $C$  und hat im übrigen auf zusammengehörigen Ordinaten gemessen von der Schaulinie der resultierenden Anstrengungen stets den Abstand  $0,35 \sigma$ , also unmittelbar neben dem Scheitel, im Abstände  $dx$ , den Höhenunterschied  $0,35 dx$ .

\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., S. 310.

Das Scheitelement der gedachten Kurve fällt wegen seines horizontalen Verlaufes mit  $dx$  zusammen, und daher bestimmt auch der Quotient  $\frac{0,35 d\sigma}{dx}$  die Tangentenrichtung der resultirenden Schaulinie im Punkte  $C$ . Aus der Proportionalität zwischen  $\sigma$  und  $x$  folgt schliesslich, dass diese Tangente stets parallel der Schaulinie  $0,35 \sigma$  ist.

Hiernach liegt der Scheitel der resultirenden Schaulinie stets rechts von  $C$ . Die grösste resultirende Anstrengung kann also nie in  $A$ , sondern, wie im vorliegenden Fall, und auch sonst meist, nur in grosser Nähe von  $A$  auftreten und wird von der Grösse von  $Q_{\max}$  beeinflusst.

Führt man die gleiche Untersuchung für die gegenüberliegende lange Rechteckseite aus, so findet man selbstverständlich hier in symmetrischer Lage zur Mittellinie links einen zweiten Punkt mit gleich grosser resultirender Anstrengung.

Die Schaulinie lässt ferner erkennen, dass die geringe Kurbelarmstärke den Einfluss der Drehanstrengung in den Vordergrund drängt, und dass überhaupt bei Kurbeln, und vor allem bei den stärker beanspruchten von Betriebsmaschinen,  $b$  im Verhältniss zu  $h$  nicht zu schwach gewählt werden darf. Verkleinert man  $h$  und verstärkt  $b$ , so macht sich der Einfluss der Biegungsanstrengung, im Vergleich zur Drehanstrengung, mehr geltend. Die resultirende Schaulinie nimmt dann in der Mitte Sattelform an. Für die Praxis genügt das Aufzeichnen des mittleren Theiles der Schaulinie in solcher Ausdehnung, dass sich die Scheitellage daraus mit genügender Genauigkeit entnehmen lässt.

Eine weitere Gefahr erwächst für die Kurbel, wie oben bereits angedeutet, aus fahrlässig gesteigerter Lastsenkgeschwindigkeit.

Wächst die Lastgeschwindigkeit beispielsweise an einer Winde mit dem Übersetzungsverhältniss 1:15 zwischen Trommel- und Kurbelwelle nur auf 0,35 m in der Sekunde, so entspricht dem bei 0,275 m Trommeldurchmesser eine minutliche Umdrehungszahl der Trommel  $= \frac{0,35 \cdot 60}{0,275 \pi} = 24,3$  und  $15 \cdot 24,3 \sim 364,5$  für die Kurbel.

Der Griff der vorstehend berechneten Kurbel wiegt etwa 1,5 kg, und hieraus berechnet sich die Schleuderkraft  $C$  nach der allgemeinen Beziehung

$$C = \frac{G v^2}{g r} = \frac{G}{g} \frac{4 r^2 \pi^2 n^2}{60^2 \cdot r} \sim \frac{G r n^2}{900} \text{ mit } G = 1,5 \text{ kg, } r = 0,37 \text{ m und } n = 364,5, C \sim 82 \text{ kg.}$$

Für 17 cm Abstand der Griffmitte vom Dornbund folgt für den Griffdorn selbst die Biegungsanstrengung aus

$$M_b = 82 \cdot 17 = \frac{\pi d^3}{32} k_b$$

und mit  $d = 1,8$  cm

$$k_b \sim \frac{82 \cdot 17 \cdot 10}{5,83} = 2390 \text{ kg/qcm.}$$

Der schwache Griffdorn ist also nur zulässig, wenn durch selbstthätige Bremsen das Eintreten einer Lastsenkgeschwindigkeit von 0,35 m in der Sekunde sicher verhindert oder die Kurbel vom Rücklauf ausgeschlossen wird. Trifft diese Voraussetzung nicht zu, so ist im vorliegenden Falle ein Umbiegen des Kurbelgriffs nach aussen zu erwarten und bei weiterer Zunahme der Senkgeschwindigkeit das Abschleudern des Griffes gewiss.

Das Nichtbeachten dieser Verhältnisse ist die Ursache einer ganzen Reihe schwerer Betriebsunfälle.

Die Wahl kräftigerer Dorne bietet nur eine begrenzte Sicherheit, weil zwar die Biegungsfestigkeit mit der dritten Potenz des Dorndurchmessers wächst, gleichzeitig aber auch das Griffgewicht und damit die Schleuderkraft mit der zweiten Potenz zunehmen, ohne dass der Senkgeschwindigkeit bei den gewöhnlichen Einrichtungen eine bestimmte Grenze gezogen ist, für die wir hier nur einen willkürlich gewählten mässigen Werth herausgegriffen haben.

Die Rechnung zeigt, dass man bei Handwinden mit Kurbelbetrieb mit Rücksicht auf die beschränkte Widerstandsfähigkeit der Kurbeln nur mässige Senkgeschwindigkeiten zulassen kann, und dass für grössere Geschwindigkeiten die Griffanstrengung durch die Schleuderkraft massgebend für die erforderlichen Griffdornabmessungen wird, wenn man nicht die später zu erörternden Sicherheitskurbeln anwendet, deren Konstruktion die Theilnahme

am Rücklauf während des Lastsenkens ausschliesst. Die verhältnissmässig grösste Sicherheit gewinnt man hiernach für einfache Kurbeln durch Verstärkung des Griffdornes auf die volle Griffdicke, d. h. unter Verzicht auf drehbare Griffhülsen.

Gleichzeitig wird unter den oben in Betracht gezogenen Verhältnissen der Kurbelarm durch die Schleuderkraft auf Biegung beansprucht. Wir finden hierfür das Biegemoment des gefährlichen Querschnitts dicht unter dem Griffauge

$$M_b = 82 \cdot 18 = \frac{3,5 \cdot 1,5^2}{6} k_b,$$

und hieraus

$$k_b \sim 1124 \text{ kg/qcm.}$$

Durch die gleichmässig über den Armquerschnitt vertheilte Zugwirkung der Schleuderkraft erhöht sich die Spannung in den gezogenen Fasern noch um  $\frac{82}{3,5 \cdot 1,5} \sim 16 \text{ kg}$ , so dass die grösste Gesamtzugspannung auf 1140 kg/qcm anwächst. Verstärkt man den Griffdorn, so kann unter Umständen bei grösseren Lastsenkgeschwindigkeiten die Kurbelzerstörung unterhalb des Griffauges eintreten. Dass unter diesen Verhältnissen, vorzüglich bei der rohen Bedienung von Bauwinden mit schwachen Kurbeln und ohne besondere Sicherheitsvorkehrungen, die Zahl der Unfälle nicht noch weit grösser ist, als die statistischen Ausweise ergeben, ist sicher nur dem glücklichen Umstande zu danken, dass diese Winden vorzugsweise zum Aufziehen schwerer Baustücke, selten zum Senken auf grössere Tiefen benutzt werden.

Die erörterten Verhältnisse lassen weiter erkennen, dass auch, abgesehen von der Rücksicht auf die Drehanstrengung beim Lastaufwinden, die Biegungsanstrengung im Kurbelarm während des Lastsenkens durch die Schleuderkraft der Kurbel die Wahl schwacher Armstärken verbietet.

Die ganze Kurbel lässt sich überhaupt nur vollkommen zuverlässig entwerfen, wenn durch die sonstige Maschineneinrichtung die grösste Umdrehungszahl beim Senken fest begrenzt ist, um hiernach mit Sicherheit zu entscheiden, ob die Anstrengung des Materials während des Lasthebens oder der Einfluss der Schleuderkraft während des Senkens für die erforderlichen Abmessungen massgebend sind.

### Triumphkurbel von Mohr.

Mohr & Federhaff in Mannheim rüsten ihre Winden für Handbetrieb meist mit einem verschiebbaren Griff nach Fig. 105 aus, der dem Arbeiter

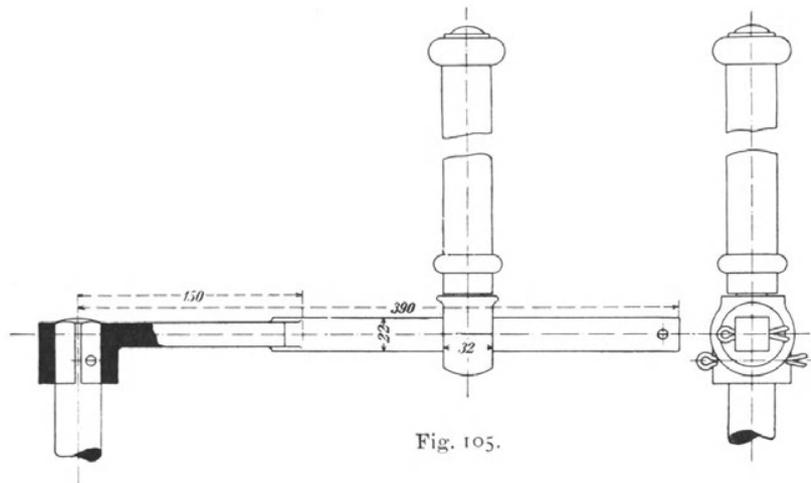


Fig. 105.

gestattet, zum Lastaufwinden die volle Kurbelarmlänge auszunutzen, dagegen bei kleinerem Kraftbedarf und vor allem zum Aufwinden des leeren Hakens den Griff auf kürzere Armlänge zurückzuschieben. Diese unter dem Namen Triumphkurbel gesetzlich geschützte Konstruktion bietet in

vielen Fällen einen beachtenswerthen Ersatz für auswechselbare Rädervorgelege und ermöglicht für kleine Arbeitsleistungen durch den verkürzten Kurbelarm wesentlich gesteigerte Geschwindigkeiten. Der Griff bleibt beim Kurbeln durch den Reibungschluss der Klemmlage seiner Führungshülse, ohne sonstige Befestigungsmittel, auf der vorher eingestellten Armlänge stehen. Die Arbeiter gewöhnen sich schnell an den zweckentsprechenden Gebrauch der Griffverschiebung, weil die Handhabung keine besondere Geschicklichkeit verlangt.

**b. Kurbelwellen.**

Die Kurbelwelle wird durch den Kurbeldruck biegend und verdrehend beansprucht. Mit Rücksicht auf die geringe Drehfestigkeit des Schweisseisens ist die ausschliessliche Verwendung von Flusseisen oder, wenn man besonders schwache Durchmesser erhalten will, Flussstahl zu empfehlen.

Ganz allgemein bestimmt sich der erforderliche Wellendurchmesser  $d$  durch die Beziehung

$$\frac{k_b d^3}{10} = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} \dots 118.$$

$$\text{mit } \alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{\text{zulässige Biegungsanstrengung}^*)}{1,3 \text{ zulässige Drehanstrengung}} \dots 118a.$$

Massgebend für die ganze Welle ist der Querschnitt, für den die rechte Seite der Gleichung 118 den grössten Werth annimmt, d. h. bei gleichbleibendem Drehmoment der Querschnitt für das grösste Biegemoment.

Da beim Kurbeln die einzelnen Fasern mit dem Wechsel der Kurbeldruckrichtung gleichzeitig ihre Lage ändern und auch die Lagerdrucke, d. h. die Biegemomente selbst hierbei verschiedene Werthe durchlaufen, schwankt der Wechsel zwischen Zug und Druck in den gebogenen Fasern nicht zwischen gleich grossen Grenzwerten, und die zulässige Biegungsspannung darf daher etwa gleich dem Mittelwerth aus den Spannungen gesetzt werden, die bei Kraftwechsel zwischen Null und einer stetig wiederkehrenden grössten Anstrengung zulässig sind, und den Spannungen, die bei vollständigem Kraftwechsel nach Richtung und Grösse noch als statthaft gelten.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Demnach für Flusseisen } k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600 \text{ kg/qcm} \\ \text{für Schweisseisen } k_b = \frac{600 + 300}{2} = 450 \text{ kg/qcm} \end{array} \right\} \dots 119.$$

Die Drehspannungen schwanken während des ununterbrochenen Betriebes nur wenig, ändern aber in grösseren Zeitabschnitten ihre Richtung, wenn abwechselnd mit einfachem oder mit doppeltem Vorgelege gearbeitet wird, weil hierbei der Drehsinn der Kurbel umgekehrt werden muss, um dieselbe Wickelrichtung der Trommel beizubehalten. Mit Rücksicht hierauf setzen wir

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Flusseisen } k_d = \frac{560 + 280}{2} = 420 \text{ kg/qcm} \\ \text{für Schweisseisen } k_d = \frac{240 + 120}{2} = 180 \text{ kg/qcm} \end{array} \right\} \dots 120.$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Weiter folgt dann für Flusseisen } \alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 420} = 1,1 \\ \text{für Schweisseisen } \alpha_0 = \frac{450}{1,3 \cdot 180} = 1,9 \end{array} \right\} \dots 120a.$$

Beispiel: Unterwerfen wir die Kurbelwelle der in Fig. 11 bis 13, Taf. 3, dar-

\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit. 4. Aufl., S. 410 u. f.

gestellten 20 Centner-Winde von E. Becker der Berechnung, so haben wir die beiden Fälle getrennt zu untersuchen, in denen die Welle unmittelbar mit der Trommelwelle zusammen arbeitet oder durch Verschieben in der Achsenrichtung zum Eingriff mit der zweiten Vorgelegewelle gebracht wird und durch sie ihren Antrieb auf die Trommel fortpflanzt. Die Beschreibung der ganzen Winde folgt später im Kapitel „Ausgeführte Räderwinden“.

#### α. Untersuchung der Kurbelwelle beim Arbeiten mit doppeltem Vorgelege.

Die Winde ist so entworfen, dass die grösste Last, 20 Ctr., von zwei Arbeitern an zwei Kurbeln mit doppeltem Vorgelege durch je 15 kg Kurbeldruck gehoben wird.

Die beiden Drehmomente, welche durch die Kurbeln von entgegengesetzten Seiten in die Radnabe des Triebblings *A* abgegeben werden, wenn es nach links bis zum Eingriff mit dem Stirnrade *C* der zweiten Vorgelegewelle verschoben ist, treten aus den Wellenquerschnitten in die Nabe gleichförmig abnehmend über. \*) Die Summe der Drehmomente darf in jedem Wellenquerschnitt innerhalb der Nabe als gleichbleibend angenommen werden und entspricht dem Drehmoment einer einzelnen Kurbel. Man gelangt zu dieser Anschauung, wenn man erwägt, dass bei einseitigem Kurbelantrieb nur die Wellenstrecke zwischen Kurbel und Radnabe das volle Drehmoment aufnimmt, während in der entgegengesetzten Wellenstrecke überhaupt keine Drehspannungen herrschen. Die stetige Berührung der Nabe mit der Welle durch Keischluss muss auch eine stetige Überleitung des Momentes vermitteln. Hierdurch wird die gleichförmige Abnahme der Drehspannungen in

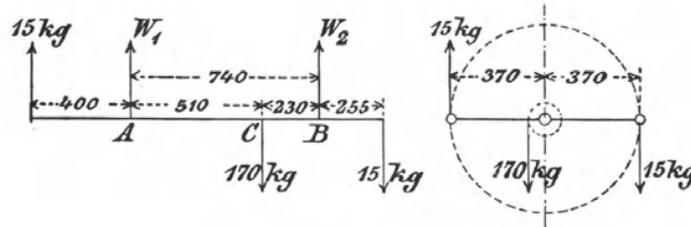


Fig. 106.

den einzelnen aufeinanderfolgenden Wellenquerschnitten von dem vollen Werthe in dem der Kurbel zugewandten Stirnflächenquerschnitt der Nabe bis Null auf der abgewandten Seite herbeigeführt.

Der Richtungswechsel des Arbeitsdruckes an den beiden um 180° gegenüber versetzten Kurbeln während eines Kurbelumlaufes belastet die Wellenköpfe in wechselnder Richtung und erfordert Untersuchungen für die beiden Grenzfälle, in denen die Kurbeldrucke nach je einem halben Umlauf abwechselnd mit der Zahndruckrichtung gleich oder entgegengesetzt gerichtet zusammenfallen.

Die Belastung der Welle ergibt sich aus den schematischen Skizzen Fig. 106 und 107, S. 117, wo die Kurbeldrucke von je 15 kg zur Ermittlung der Lagerdrucke  $W_1$  und  $W_2$  in ihren Ebenen parallel mit sich selbst von den Griffen in die Wellenachse versetzt sind.

Das Triebrad sitzt zwischen den Lagern *A* und *B* in *C* und setzt an dieser Stelle seinen Zahndruck auf die Achse ab, der sich aus den später zu erörternden Gesamtverhältnissen der Winde zu 170 kg berechnet.

1. Die Kurbel am rechten Wellenende wird aus der wagerechten Lage abwärts gedrückt, die linke aufwärts gezogen, Fig. 106.

Für den Lagerdruck  $W_1$  erhalten wir mit *B* als Drehpunkt die Momentengleichung unter Berücksichtigung der Abstände, die sich nach den Masszahlen der schematischen Skizze, Fig. 106, zwischen Mitte Kurbelgriff und Mitte der Lager für die ganz nach links verschobene Kurbelwelle ergeben:

$$W_1 = \frac{170 \cdot 23 - 15 (114 + 25,5)}{74} = \sim 25 \text{ kg,}$$

$$W_2 = 170 - 25 = 145 \text{ kg.}$$

Demnach das Biegemoment

\*) In der Tafelfigur ist nur die andere Lage für unmittelbaren Eingriff in das Trommelrad dargestellt.

im Punkte  $A$   $M_b = 15 \cdot 40 = 600$  kgcm,  
 „ „  $B$   $M_b = 15 \cdot 25,5 = 382,5$  kgcm,  
 „ „  $C$   $M_b = 15 \cdot 91 + 25 \cdot 51 = 2640$  kgcm.

2. Nach einer Drehung der Welle um  $180^\circ$  aus der früheren Stellung wird die Kurbel auf dem rechten Wellenende aus ihrer wäge-

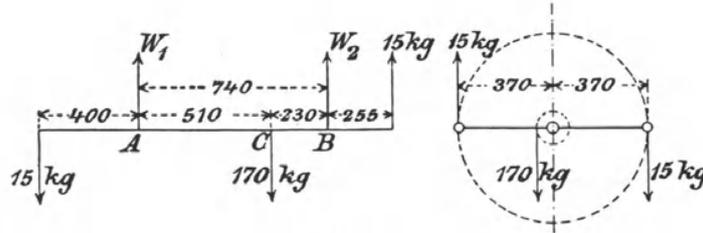


Fig. 107.

rechten Lage aufwärts gezogen, die linke abwärts gedrückt, Fig. 107. In diesem Falle ist:

$$W_1 = \frac{15(114 + 25,5) + 170 \cdot 23}{174} = \sim 80 \text{ kg},$$

$$W_2 = 170 - 80 = 90 \text{ kg};$$

ferner das Biegemoment

im Punkte  $A$   $M_b = 15 \cdot 40 = 600$  kgcm,  
 „ „  $B$   $M_b = 15 \cdot 25,5 = 382,5$  kgcm,  
 „ „  $C$   $M_b = 80 \cdot 51 - 15 \cdot 91 = 2715$  kgcm.

Hiernach treten die grössten Biegemomente, wie oben bemerkt, innerhalb der Zahnradenebene in  $C$  auf, und zwar das grösste unter allen im zweiten Fall

$$M_b = 2715 \text{ kgcm},$$

während für alle Wellenquerschnitte das Drehmoment  $M_d = 15 \cdot 37 = 555$  kgcm ist.

Durch Einsetzen der Werthe in Gleichung 118 erhält man mit  $k_b = 600$ ,  $k_d = 420$  und  $\alpha_0 = 1,1$

$$d = 3,6 \text{ cm}.$$

### β. Untersuchung der Kurbelwelle beim Arbeiten mit einfachem Vorgelege.

Die Last, welche von den Arbeitern mit einfachem Vorgelege aufgenommen werden kann, ist innerhalb gewisser Grenzen willkürlich und hängt davon ab, wie weit der Arbeiter den Kurbeldruck steigert. Nehmen wir hierfür als äusserste Grenze 25 kg an, so steigt damit auch der Zahndruck in dem nunmehr unmittelbar mit dem Trommelrade zusammen arbeitenden Ritzel auf 285 kg.

Der Drehsinn der Kurbeln ist, wie bereits oben angedeutet, für unveränderte Trommeldrehung entgegengesetzt zum Antrieb bei eingeschaltetem Doppelvorgelege. Ferner fällt der Zahndruck hier durch den Eingriff des Ritzels in der Nähe des Trommelradscheitels, Fig. 11, Taf. 3, nahezu wagerecht aus, statt wie früher beim Eingriff mit dem zweiten Vorgelegerade senkrecht, und deshalb entsprechen die beiden zu untersuchenden Grenzfälle den senkrechten Kurbelstellungen. Die Kräfteebenen der nachstehenden schematischen Skizzen sind also wagerecht zu denken, ohne dass sonst bei dem Kreisquerschnitt der Welle auf die veränderte Lage der Kräfteebene Rücksicht zu nehmen ist.

Untersuchen wir in gleicher Weise wie oben die beiden getrennten Fälle, welche mit den veränderten Kraftgrössen und der verschobenen Lage der Kurbelwelle mit dem Ritzel hart am rechten Lager schematisch in Fig. 108 und 109, S. 118, dargestellt sind, so erhalten wir für Fig. 108 den Lagerdruck

$$W_1 = \frac{25(99,5 + 40) - 285 \cdot 8,5}{74} = 14 \text{ kg und } W_2 = 285 + 14 = \sim 300 \text{ kg};$$

ferner im Querschnitt  $A$  das Biegemoment  $M_b = 25,5 \cdot 25 = 637,5$  kgcm,  
 „ „  $B$  „ „  $M_b = 40 \cdot 25 = 1000$  kgcm,  
 „ „  $C$  „ „  $M_b = 300 \cdot 8,5 - 25 \cdot 48,5 = 1338$  kgcm.

Für die um  $180^\circ$  gedrehte Kurbellage folgt aus Fig. 109

$$W_1 = \frac{25(99,5 + 40) + 285 \cdot 8,5}{74} = \sim 80 \text{ kg und } W_2 = 285 - 80 = 205 \text{ kg.}$$

Die Biegemomente für die Querschnitte *A* und *B* ermitteln sich wie vorstehend, dagegen wird für den Querschnitt *C*  $M_b = 205 \cdot 8,5 + 25 \cdot 48,5 = 2955 \text{ kgcm}$ , und stellt den grössten, der Rechnung zu Grunde zu legenden Werth dar.

Das Drehmoment steigert sich für 25 kg Kurbeldruck auf

$$M_d = 37 \cdot 25 = 925 \text{ kgcm.}$$

Hiermit und mit den früheren Werthen für  $k_b$ ,  $k_d$  und  $\alpha_0$  folgt aus Gleichung 118

$$d = 3,7 \text{ cm.}$$

Trotz der wesentlich erhöhten Annahmen für den Kurbeldruck beim Arbeiten mit einfachem Vorgelege ist das Schlussresultat unerheblich verschieden von der

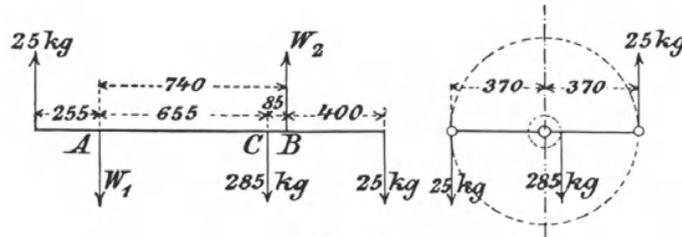


Fig. 108.

Wellenstärke, die der Benutzung des doppelten Vorgeleges bei nur 15 kg Kurbeldruck entspricht. In beiden Fällen liegt aber der gefährliche Querschnitt in der Mittelebene des arbeitenden Ritzels und ist wesentlich stärker belastet, als der mittlere Querschnitt im benachbarten Kurbellager, so dass schätzungsweise Bestimmungen der Wellenstärke nur nach Massgabe der Biegungs- und Dreh-

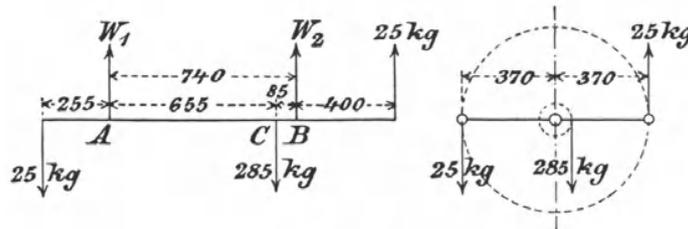


Fig. 109.

momente, die im Wellenkopf bis zur Lagermitte auftreten, unzulässig erscheinen.

Die Zapfen erhalten, mit Rücksicht auf die Verschiebbarkeit der Welle, denselben Durchmesser, wie die ganze übrige Welle.

Bei 70 mm Länge der Lageraugen bleibt der verhältnissmässige Flächen-  
druck selbst für die grösste der oben ermittelten Zapfenbelastungen noch auf  $\frac{300}{3,7 \cdot 7} \sim 11,5 \text{ kg}$  beschränkt und erreicht während des regelrechten Betriebes im Mittel kaum 5 kg/qcm.

Untersuchen wir schliesslich noch den Einfluss der Kurbelschleuderkraft auf den vorstehenden Wellenkopf und legen zum Vergleich mit der Kurbel selbst die früher S. 111 u. f. ermittelten Werthe zu Grunde, deren Verhältnisse mit Rücksicht auf die vorliegende Winde gewählt sind, so wird die Welle neben der Schleuderkraft des Griffes, die für 0,35 m Lastsenkgeschwindigkeit, d. h. 364,5 minutliche Kurbelumdrehungen = 82 kg gefunden wurde, noch durch die Schleuderkraft des Armes belastet, welche sich zu  $\sim 56 \text{ kg}$  bestimmt.

Damit folgt das Biegemoment des Wellenkopfes für den Querschnitt in der Lagermitte bei 40 cm Abstand der Schleuderkraft am Griff und 22 cm der Schleuderkraft des Kurbelarmes von der Lagermitte:

$$M_b = 82 \cdot 40 + 56 \cdot 22 = \frac{d^3}{10} k_b, \text{ d. h. für } d = 3,7 \text{ cm, } k_b \sim 890 \text{ kg/qcm.}$$

Ist dieser Werth auch noch im Hinblick auf die unveränderliche Biegungrichtung statthaft, und bleibt nach den früher gefundenen Werthen die Kurbel jedenfalls eher der Zerstörungsgefahr ausgesetzt, als die Welle in bedenkliche Mitleidenschaft gezogen wird, so liegt immerhin auch in diesen Verhältnissen eine Mahnung, durch sorgfältige Wellenberechnung für den regelrechten Betrieb Störungen vorzubeugen, die aus flüchtigen und unzulässig schwachen Schätzungsannahmen entspringen können.

Je nach der Grösse der Kurbeln und ihrer Bethätigung durch einen oder durch zwei Arbeiter, nach der Lage der Triebräder und der Wahl fest gelagerter oder verschiebbarer Wellen, sowie nach der Verschiebungsweite bei ausrückbaren Vorgelegen, erhält man für die Kurbelwellendurchmesser auf den Grundlagen der vorstehenden Rechnungen, übereinstimmend mit bewährten Ausführungen, meist zwischen 30 und 45 mm. Bei vorläufigen Entwürfen darf man als Mittelwerthe annehmen

- a) für festgelagerte Kurbelwellen
 

$d = 30$ mm bei Kurbeln für einen Mann	}	. . . 121.
$d = 40$ mm bei Kurbeln für zwei Mann		
- b) für verschiebbare Kurbelwellen
 

$d = 37$ mm bei Kurbeln für einen Mann	}	. . . 122.
$d = 45$ mm bei Kurbeln für zwei Mann		

Für Winden mit besonderen Betriebsmaschinen ist der Rechnungsgang zur Bestimmung der Kurbelwellen der gleiche, wie für Handbetrieb, nur sind die zulässigen Biegungsanstrengungen verhältnissmässig zu beschränken, weil hier meist vollständiger Spannungswechsel in den Fasern eintritt. In erster Linie ist dabei Flusstahl zu verwenden.

Hierfür ist  $k_b = 500$  und  $k_a = 450$  kg/qcm zulässig . . . . 123.  
womit  $\alpha_0 = 0,85$  wird.

Da solche Wellen stets fest gelagert sind, können die Zapfen abgesetzt werden. Ihre Durchmesser berechnen sich aus den zugehörigen Biegungs- und Drehmomenten in derselben Weise, wie der gefährliche Querschnitt der ganzen Welle, der in dem durchgerechneten Beispiel allein berücksichtigt ist. Die endgiltigen Abmessungen der Zapfen sind im Hinblick auf die meist hohe Umdrehungszahl, nach Massgabe des zulässigen Flächeneinheitsdruckes in den Lagern und unter Berücksichtigung ausreichender Wärmeableitung festzusetzen.

### c. Haspelräder.

Haspelräder bestehen aus einer Scheibe mit einem endlosen Seile oder einer Kette, die in den Umfang eingelegt und durch Ziehen an der frei herabhängenden Schlinge in Thätigkeit gesetzt werden. Man bezeichnet daher die Räder bisweilen auch als „Ziehräder“.

Seilhaspelräder findet man meist nur mit gusseiserner Nabe und eingeschraubten, eingegossenen oder eingieteteten schmiedeeisernen Speichen und schmiedeeisernem Kranz ausgeführt. Die Speichenköpfe nehmen das Seil in Gabeln auf und vermitteln die erforderliche Verbindung zwischen Seil und Scheibe durch Klemmschluss. Fig. 110, S. 120, stellt eine Ausführung von E. Becker für kleine Räder dar; Fig. 14, Taf. 3, liefert ein Beispiel für grosse Abmessungen, nach einer Haspelwinde von R. Dinglinger.

Bezeichnet  $S_2$  die Antriebskraft,  $S_1$  die Belastung des freien Seiltrums durch sein Eigengewicht, so lässt die bekannte Beziehung für den Unterschied der Spannungen infolge der Umfangsreibung

$$S_2 \leq S_1 e^{\mu\alpha} \quad . . . . . 124.$$

erkennen, dass bei kleinen Werthen von  $S_1$ , d. h. kleinem Seileigengewicht, eine ausreichende Grösse von  $S_2$  sich nur durch künstliche Spannung der

Seilschlinge erzielen lässt, d. h. durch Vergrössern von  $S_1$  oder durch Steigern der einfachen Reibung mit dem Koeffizienten  $\mu$  mittelst Klemmung, da der Umschlingungswinkel  $\alpha$  auf  $\pi$  beschränkt bleibt. Wendet man gegossene Haspelräder, wie bei der Laufkatzenwinde von Tangye, Taf. 5, Fig. 1 und 2, an, so ist durch Angüsse in der keilförmigen Umfangsnuth, welche die Gabeln der schmiedeeisernen Speichen ersetzen, für eine sichere Klemmung zu sorgen, um dem Gleiten vorzubeugen. Glatte Keilnuthen erweisen sich für kleine Kräfte als ausreichend, wenn bei Wahl grosser Raddurchmesser  $D$  im Verhältniss zur Seildicke  $\delta$ , d. h. etwa für  $D \geq 30 \delta$  gleichzeitig die Seilschlinge über 10 m frei herabhängt, um durch vollkommenes Anschmiegen des Seiles in der Umfangsnuth und genügende

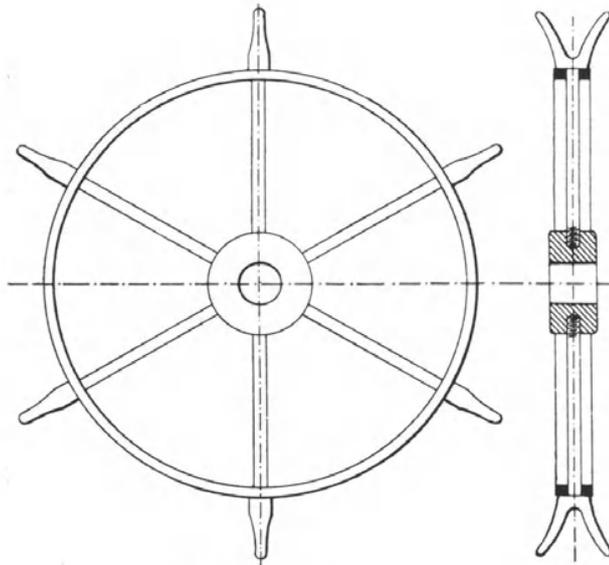


Fig. 110. 2 : 15.

Spannung durch das Eigengewicht den erforderlichen Reibungschluss zu sichern. Das Hilfsmittel, die Umfangsumspannung durch besondere Leitrollen zu vergrössern, oder die Seilschlinge durch Einhängen einer losen Rolle künstlich zu spannen, steigert die Triebwerkwiderstände meist störend oder verbietet sich aus Rücksicht auf die sonstigen Verhältnisse.

Für kleine und mittlere Haspelräder bis etwa 500 mm Durchmesser ist der Betrieb mit Ketten- daumenrädern, Fig. 111, wegen des sicheren Eingriffs der Kettenglieder in den Rollenumfang vorzuziehen. Das Nöthige über Bestimmung des Theilkreisdurchmessers und der Daumenform solcher Räder, die kalibrierte Ketten erfordern, ist Seite 34 u. f. mitgetheilt. Will man die theuren kalibrierten Ketten vermeiden, so kann man

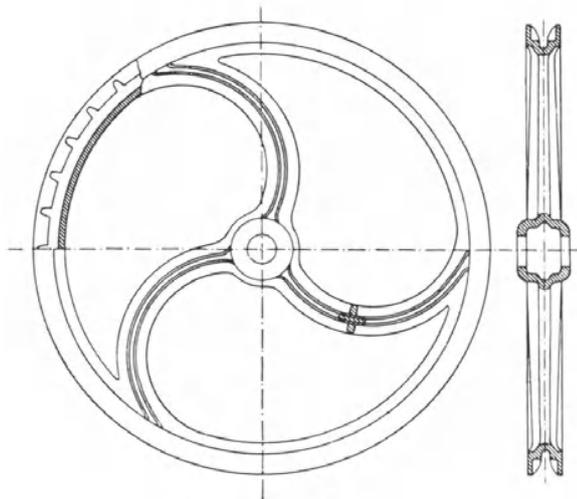


Fig. 111. 2 : 15.

zur Noth auch gewöhnliche Ketten in Seilhaspelrädern laufen lassen, wobei sich die Kettenglieder vor den Gabelzinken festhaken und das Rad mitnehmen. Tangye verwendet hierfür seine gegossenen Haspelräder, Fig. 1, Taf. 5, mit angegossenen Vorsprüngen in der Umfangsnuth. Der Betrieb ist nicht so sicher und ruhig, wie bei kalibrierten Rollen und Ketten.

Der Betrieb ist nicht so sicher und ruhig, wie bei kalibrierten Rollen und Ketten.

Den Kurbeln gegenüber bieten Haspelräder den Vorzug, dass ihr Antrieb von einem beliebig tiefer gelegenen Standorte erfolgen kann, und dass ihr Halbmesser vollkommen unabhängig von der Körpergrösse der Arbeiter ist, also im wesentlichen nur durch die allgemeinen räumlichen Verhältnisse beschränkt wird.

Die erste Eigenschaft wird am häufigsten ausgenutzt, weil sie den Antrieb aller hochliegenden Triebwerke für Deckenlaufkrahne, Laufkatzen u. s. f. ohne weiteres von unten gestattet und für Flaschenzüge mit Rädertriebwerk unentbehrlich ist. Hierzu kommt, dass sich Handaufzüge in mehrstöckigen Gebäuden nur mittelst Haspelwerk von jedem beliebigen Stockwerke aus in Thätigkeit setzen lassen.

Die Vereinfachung des Triebwerks durch die Wahl grösserer Haspelräder, an Stelle der beschränkten Kurbeln, verdient volle Beachtung und lässt sich mehr ausnutzen, als im allgemeinen üblich ist.

Am Ziehrade können, wie an der Kurbel, nur zwei Arbeiter angreifen, wenn nicht etwa das Haspelseil durch mehrere Stockwerke hindurchreicht und sich eine grössere Arbeiterzahl für das Seil auf mehrere Stockwerke vertheilen lässt. Meist begnügt man sich mit einem Haspelrade, es steht aber nichts im Wege auch hier, wie bei Kurbeln, nöthigenfalls zwei Räder zu verwenden, von denen man unter Umständen das eine kleiner, als das andere wählt, um für wechselnde Lasten verschiedene Übersetzungen zur Verfügung zu stellen, da für mittlere und kleine Lasten der Antrieb durch ein Haspelrad genügt.

Die Leistungsfähigkeit des Arbeiters am Haspelseil wird nicht selten, unter Verzicht auf stetige Wirkung, bis zur Grenze der Zugkraft ausgenutzt, indem der Arbeiter das Seil mit beiden Händen gleichzeitig erfasst, niederzieht und zu erneutem Ziehen weiter greift, während der Rücklauf der Last selbstthätig gesperrt bleibt. Für gesteigerte Arbeitsgeschwindigkeit, ohne Pausen in der Haspelraddrehung, beschränkt man die Zugkraft. Im ersten Fall darf man bei kurzer Arbeitsdauer, etwa für Lasthöhe bis 1 m, auf 30 kg Zugkraft rechnen, die ausnahmsweise und vorübergehend auf 40 kg und darüber gesteigert werden kann.

Bei Lastförderhöhen bis ungefähr 3 m ist die Anstrengung des Arbeiters für annähernd gleichförmigen Bewegungszustand auf  $\lesssim$  15 kg anzunehmen und nur ausnahmsweise 20 kg statthaft, weil die stets erneut auftretenden Beschleunigungswiderstände beim absatzweisen Ziehen die erforderliche Zugkraft nicht unerheblich über die Rechnungsannahmen hinaus steigern, oder bei stetigem Betriebe die Hände nur wechselweise gebraucht werden können, also in jedem Augenblicke nur ein Arm mit der halben Zugkraft des Mannes wirksam bleibt, wenn die Winde nicht selbstthätige Rücklaufsperrung besitzt.

Für grosse Förderhöhen nutzt man die Arbeitskraft am besten aus, wenn man auf  $\lesssim$  8 kg Zugkraft heruntergeht und dafür die Möglichkeit grosser Haspelgeschwindigkeit gewährt. Hierbei ist gleichzeitig dafür zu sorgen, dass das Triebwerk durch ausreichende Schwungmasse im Haspelrade, d. h. durch Wahl grosser und nicht zu leichter Haspelräder, ohne erhebliche Beschleunigungsschwankungen gleichförmig weiterläuft, während der Arbeiter in kurz aufeinander folgenden Antriebzügen das Seil mit beiden Händen erfasst und niederzieht, loslässt und wieder erfasst oder mit den Händen wechselweise übereinander greift. Die Haspelleistung überschreitet hierbei die Kurbelleistung trotz der geringeren Zugkraft durch die grössere Arbeitsgeschwindigkeit, wobei gleichzeitig die Wahl der grossen Haspelräder den Vortheil bietet, dass weitere Arbeitsverluste durch mehrfache Vorgelege vermieden oder wenigstens beschränkt werden. Steigert man die Zugkraft am Haspel über die Grenze der ununterbrochenen Stetigkeit, so

sinkt auch die Nutzarbeitsleistung des Haspels in der Zeiteinheit erheblich unter die der Kurbel, und es bleibt in solchen Fällen im wesentlichen nur der Vortheil bestehen, hochliegende Wellen mit einfachem Kettenzug von unten antreiben und vorübergehend eine stärkere Kraft, als an der Kurbel ausüben zu können.

Zahlreiche Anlagen von Handaufzügen für grosse Förderhöhen leiden an dem Fehler der Verwendung zu kleiner und leichter Haspelräder und zu geringer Übersetzung zwischen Antriebskraft und Last, um die Vortheile grosser Haspelgeschwindigkeit mit verhältnissmässig geringer Zugkraft ausnutzen zu können und die Nachteile wechselnder Beschleunigungswiderstände auszuschliessen, während die vorzügliche Wirkungsweise grosser Speicherwinden mit 1,5 bis 2 m Haspelraddurchmesser ausser Frage steht. Kleine Haspelräder ohne Schwungmasse sind nur für kurze Arbeitsdauer bei Flaschenzügen, Antriebwerken für Laufkatzen u. s. f. statthaft.

Die Durchmesser der Haspelseile und Ketten bestimmen sich in erster Linie mit Rücksicht auf genügende Stärke zum bequemen Anfassen und fallen daher wesentlich dicker aus, als der Beanspruchung durch den Arbeitszug entspricht.

Für Seile ist  $d \geq 23$  mm, bis  $d \geq 36$  mm üblich . . . . **125.**

und bei der Wahl Rücksicht auf Scheibengrösse und ausreichendes Gewicht der Seilschlinge zu nehmen, um den erforderlichen Reibungschluss am Scheibenumfange zu sichern.

Für Ketten ist die Eisenstärke  $d = 6$  bis 8 mm zu wählen . **126.**

Die geringe Anstrengung der Kette sichert die Dauer des richtigen Daumen-  
eingriffs.

#### d. Haspelradwellen.

Haspelradwellen sind wie Kurbelwellen zu berechnen, nur ist das Eigengewicht grösserer Haspelräder zu berücksichtigen und ferner zu beachten, dass die unveränderte Zugrichtung am Seil und das Radgewicht in den Wellenfasern durch die Biegungsanstrengung vollständigen Wechsel zwischen Zug und Druck hervorrufen.

Mit Rücksicht hierauf ist

für Flusseisen	die zulässige Biegungsanstrengung	$k_b = 400$ kg/qcm	} <b>127.</b>
für Schweisseisen	„ „ „	$k_b = 300$ kg/qcm	

Auch die Drehanstrengung ist eher kleiner, als bei Kurbelwellen, Gl. 120, S. 115, zu wählen, weil vorzüglich beim Bremsen niedergehender Lasten die lebendige Kraft schwerer Haspelräder starke Drehspannungen im entgegengesetzten Sinne wie beim Lastaufwinden erzeugt.

#### e. Kettenführungshülsen und Schutzbügel.

Um vor allem kalibrierte Ketten im sicheren Eingriff mit den Daumen ihrer zugehörigen Räder zu halten, wendet man besondere Kettenführungsbügel oder Hülsen an, die gewöhnlich für senkrecht abwärts gerichteten Zug, nach Fig. 112 und 113, fest angeschraubt werden und die Kette an der An- und Ablaufstelle umklammern. Fig. 114, D.R.P. 5564 von Schneider, stellt eine bewegliche Führungsschwinge dar, die sich mehrfach bei Weston'schen Differentialflaschenzügen angeordnet findet. Zwei solcher Schwingen, eine für das ablaufende, die andere für das auflaufende Trum, werden symmetrisch zu einander auf die Rollenzapfenenden aufgesetzt und durch Vorstecksplinte gesichert. Die Kette läuft durch die Führungsnuss, welche zum bequemen Einlegen der Kette zweitheilig ausgeführt und drehbar in

die Schwinge eingenietet ist. Durch die doppelte Drehbarkeit stellt sich die Führungsschwinge sammt Nuss für jede beliebig geneigte Zugrichtung

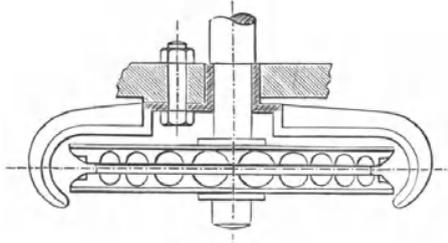


Fig. 112. 1:5.

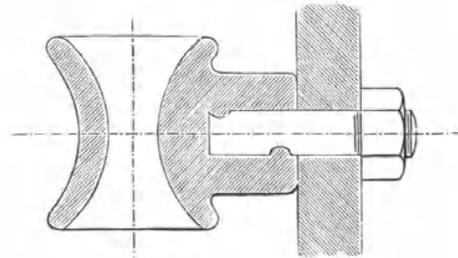


Fig. 113. 1:4.

der Kette selbstthätig ein. Kroll wendet statt dessen bewegliche Führungsbügel an — D.R.P. 37464 —, die um einen Zapfen oberhalb der Rolle im Gehäuse drehbar die Rollennuth bei senkrechtem Kettenzug bis zum wagerechten Durchmesser auf Viertelkreislänge mit Gegennuth dicht umschliessen und sich nach unten noch eine Strecke geradlinig fortsetzen. Bei schiebem Kettenzuge weicht der zugehörige Führungsbügel aus, belastet aber die Kette durch sein Eigengewicht soweit, dass sie stets durch den Druck in den Rollenumfang zurückgedrängt wird. Für grosse Seilhaspelräder von Senkwinden können unter Umständen Schutzbügel für den oberen Radumfang nothwendig werden, um das Auspringen des Seils durch Centrifugalkraft bei schnellem Senken zu verhindern.

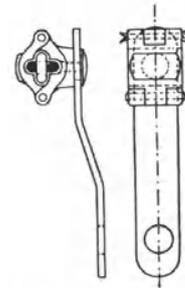


Fig. 114. 1:5.

## 2. Windentrommel, Seilreibungsscheibe und Ketten- daumenrad.

Die Windentrommeln erhalten verschiedene Abmessungen, zum Theil auch verschiedene Umfangsformen, je nachdem sie zum Aufwickeln von Gurten, Seilen oder Ketten dienen.

### a. Gurttrommeln und Gurte.

Gurttrommeln werden meist aus Gusseisen, seltener aus Holz hergestellt.

Eiserne Trommeln versieht man in der Regel mit hohen Seitenflanschen. Der Gurt wickelt sich zwischen diesen Flanschen in übereinanderliegenden Lagen auf, und die lichte Länge der Trommel muss demnach der Breite des Gurtes entsprechen.

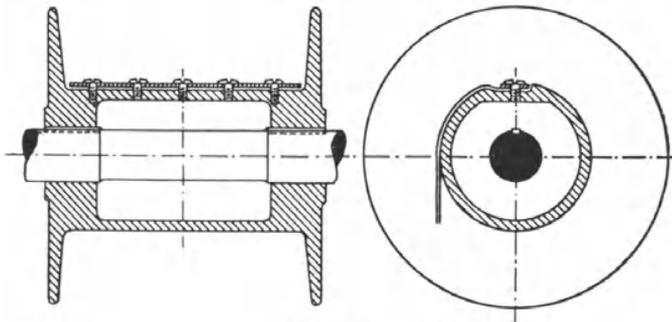


Fig. 115. 1:10.

Fig. 115 stellt eine derartige gusseiserne Gurttrommel dar, welche gleichzeitig die Befestigung

des Gurtes durch eine Klemmschiene mittelst flachköpfiger Schrauben veranschaulicht. Um die Befestigung möglichst zu entlasten, ist der Gurt so lang zu wählen, dass sich auch noch bei tiefster Laststellung ein bis zwei Gurtlagen auf der Trommel befinden.

Das störende Anwachsen des Lastarmes während der Gurtaufwicklung beschränkt den Gebrauch von Hanfgurten mehr und mehr auf Becherwerke, seitdem Drahtseile mit Erfolg für lebhaften und schnellen Betrieb bei Aufzügen eingeführt sind.

Zerreissversuche, welche im Juli 1891 in der Königl. Mechanisch-Technischen Versuchsanstalt zu Charlottenburg mit Hanfgurten aus der Fabrik von W. Kux Nachfolger in Halberstadt angestellt sind, haben folgende Durchschnittswerthe geliefert:

	Gurtbreite	Gurtdicke	Belastung bei beginnender Zerstörung	Bruchbelastung
	mm	mm	kg/qcm	kg/qcm
Doppelte Gurte	142	3,8	525	600
	280	4	360	495
Vierfache Gurte	144	6	450	580
	280	6,6	325	440
Sechsfache Gurte	201	8	360	455
	312	8	330	425

Mit der Belastung tritt eine ziemlich erhebliche Dehnung ein, die sich bei doppelten Gurten bis zur Bruchbelastung allmählich auf 9 bis 12<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, bei den vierfachen und sechsfachen etwa auf 7<sup>0</sup>/<sub>0</sub> steigert. Die Zerstörung beginnt mit dem Abreissen einzelner Kettenfäden unter knisterndem Geräusch und schreitet, wie aus den Belastungswerthen ersichtlich ist, erst bei ziemlich erheblicher Steigerung der Last bis zum Bruch vor. Die Bruchgefahr kündigt sich also rechtzeitig an.

Die Tragfähigkeit der Gurte nimmt für das Quadratcentimeter Querschnitt mit zunehmender Dicke und Breite ab. Als zulässige Betriebsbelastungen dürfen je nach der Gurtbreite genommen werden:

für doppelte Gurte	70 bis 80 kg/qcm Querschnitt	} . 128.
„ vierfache „	60 „ 70 „ „ „	
„ sechsfache „	55 „ 60 „ „ „	

Der zugehörige Gurttrommeldurchmesser bestimmt sich durch

$$D \geq 30\text{facher Gurtdicke} \dots \dots \dots 129.$$

und ist um so grösser zu wählen, je mehr man den störenden Einfluss der mit der Wickelzahl veränderlichen Grösse des Lasthebelarmes beschränken will. Bisweilen verwendet man statt der Hanfgurte auch Lederriemen, die aber wesentlich theurer ausfallen und ausserdem bei geringerer Festigkeit auch noch den Nachtheil haben, dass sie durch die erforderlichen Verbindungsstellen weiter geschwächt werden. Mit Rücksicht hierauf gestatten Lederriemen für Aufzüge und Becherwerke bei 250—450 kg/qcm Zerreissfestigkeit nur etwa 40 kg/qcm Betriebsbelastung. Die Befestigung der Lederriemen am Trommelumfang ist so wie bei Hanfgurten auszuführen, nur sind die Löcher für die Befestigungsschrauben in den Riemen mit einem einfachen Locheisen einzuschlagen, während sie in den Hanfgurten durch vorsichtiges Aufweiten des Gewebes mit einem Pfriemen hergestellt werden, um weiter um sich greifendes Lockern des Gewebes zu verhüten.

Tabelle der Hanfgurte aus der Fabrik von W. Kux Nachfolger zu Halberstadt.

Breite in Centimeter		Preis für 1 Meter Länge in Mark.																								
		3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	31	35	40	45	50	55	60	
<b>Doppelt</b> ~ 4 mm stark	roh	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50	1,60	1,80	2,00	2,20	2,40	2,60	2,85	3,10	3,40	3,75	4,20	4,70	5,35	6,00	6,65	7,30	8,00	
	getheert oder in Gerbsäure getränkt	0,95	1,05	1,15	1,30	1,40	1,50	1,65	1,80	2,00	2,20	2,40	2,60	2,90	3,15	3,45	3,75	4,15	4,65	5,15	5,90	6,55	7,25	8,00	8,75	
	in Firnis getränkt	1,00	1,10	1,20	1,35	1,45	1,60	1,75	1,90	2,10	2,35	2,60	2,85	3,10	3,40	3,65	4,00	4,40	4,90	5,45	6,15	6,85	7,65	8,40	9,20	
	imprägnirt	1,00	1,35	1,55	1,75	1,95	2,15	2,35	2,55	2,90	3,30	3,60	3,95	4,40	4,75	5,20	5,65	6,15	6,85	7,65	8,75	9,80	10,80	11,80	12,90	
<b>Vierfach</b> ~ 6 mm stark	roh	—	—	—	—	—	—	2,00	2,25	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50	6,00	6,50	7,00	7,75	8,75	10,00	11,25	12,50	13,75	15,00
	getheert oder in Gerbsäure getränkt	—	—	—	—	—	—	2,20	2,45	2,70	3,30	3,80	4,40	4,90	5,40	6,00	6,50	7,00	7,50	8,35	9,40	10,85	12,25	13,70	15,00	16,40
	in Firnis getränkt	—	—	—	—	—	—	2,35	2,65	3,00	3,50	4,10	4,60	5,20	5,80	6,35	6,90	7,45	8,00	8,80	9,90	11,35	12,75	14,25	15,65	17,00
	imprägnirt	—	—	—	—	—	—	3,00	3,35	3,65	4,25	4,95	5,60	6,25	6,90	7,60	8,25	8,95	9,60	10,55	11,85	13,60	15,20	16,90	18,60	20,30

**b. Seiltrommeln.**

Die Hanfseiltrommel ist meist wie die Gurttrommel cylindrisch und durch Endflanschen begrenzt. Ihre Länge zwischen den Flanschen ist abhängig von der Stärke des Lastseils und der Förderhöhe, da das Seil sich auf der Trommel schraubenförmig in unmittelbar nebeneinander liegenden Lagen aufwickelt. Bisweilen gestattet man ein Übereinanderwickeln der Hanfseillagen, um die Trommellänge zu verkürzen, hat dann aber auch beim Entwurf des zugehörigen Trieb- und Bremswerkes auf die Vergrößerung des Lastarmes Rücksicht zu nehmen. Wenn möglich sind Doppelwicklungen zu vermeiden, weil die zweite Lage geschränkt, mit entgegengesetzter Steigung über die erste fortlaufen muss und dann sehr leicht störende Unregelmässigkeiten durch mehrfaches Übereinanderwickeln an einzelnen Stellen auftreten. Ganz besonders nachtheilig sind Doppelwicklungen für Drahtseile ohne besondere Führung.

Figur 116 stellt eine Seiltrommel dar. Gewöhnlich werden beide Stirn-

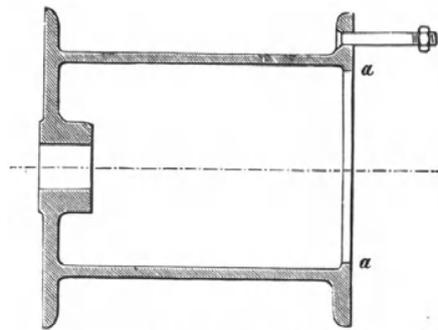


Fig. 116. 1:10.

flächen mit Naben zur Befestigung auf der Welle ausgestattet. In der Figur ist die rechte Stirnwand so gezeichnet, wie sie hin und wieder zur Verschraubung mit dem Triebrade der Trommelwelle ausgeführt wird, um das Drehmoment unmittelbar überzuleiten. Für diesen Fall ist der Rand *a* innen auszdrehen und auf einen entsprechenden cylindrischen Scheibenansatz des Radkörpers aufzupassen, wobei die Verbindungsschrauben in die Radarme eingesetzt werden. Biegungsbeanspruchungen der

Schrauben sind möglichst durch besonders eingepasste Mitnehmerbolzen oder durch Klaueneingriff zwischen Trommel und Radkörper fern zu halten.

Die Befestigung des Seils an der Trommel lässt sich leicht durch Einschlingen in einen schmiedeisernen Bügel, Fig. 117, bewerkstelligen, den man am Trommelflansch festschraubt.

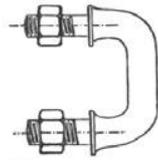


Fig. 117. 1:5.

Drahtseiltrommeln sind nach Fig. 5 und 6, Taf. 5, zur Aufnahme des Seiles mit einer spiralförmig eingedrehten Nuth von flacher Kreisbogenform auszuführen, um dem Seil eine möglichst anschliegende Unterstützungsfläche zu bieten. Selten stellt man zur weiteren Schonung des Seils den Trommelmantel auch aus dicht aneinander gefügten Holzleisten

her, die an beiden Enden auf getrennt gegossene Nabenscheiben aufgeschraubt werden. Die Steigung der Nuth wird um 1 bis 2 mm grösser als die Seildicke gewählt, damit sich das Seil beim Auf- und Ablaufen nicht an der Nachbarwindung scheuert.

Zur stützenden Auflagerung des Seiles auf dem Trommelumfang genügen Nuthentiefen mit einem Centriwinkel von etwa  $90^\circ$  oder wenig mehr vollkommen. Tiefere Nuthen mit einem Centriwinkel von mehr als  $120^\circ$  vergrössern die nutzbare Auflagerfläche nicht und begünstigen nur die Gefahr seitlicher Quetschung und das Scheuern beim Einlaufen des Seiles an den Nuthenrändern, wenn man nicht anderseits soweit geht, das Seil, ähnlich wie bei Rollen, ganz in die Nuthe einzubetten und die Nuthenränder über das Seil vorstehen zu lassen. Derartige Ausführungen haben nur für die Zwangsführung seitlich stark abgelenkter Seile — Ablenkung  $> 1:10$  — eine Berechtigung, weil sie in der Herstellung wesentlich theurer sind, reichliche Öffnungswinkel der Nuthenränder zum sanften Einführen des Seiles und deshalb grössere Gewindesteigung und längere Trommeln bedingen. Die Nuthenkanten sind stets abzurunden, weil vorzüglich während des Montirens nicht selten falsche Wicklungen auftreten und hierbei unter Umständen schon die neuen Seile beim Überlaufen über scharfe Nuthenränder stark beschädigt werden.

Zur Befestigung führt man das Seil durch ein schräg gebohrtes Loch aus der Nuth in das Innere der Trommel und schraubt über das freie Ende eine zweitheilige Klemmschelle als Knoten. Die Inanspruchnahme dieser Befestigung ist wie bei den Gurten dadurch möglichst herabzusetzen, dass man die Umfangsreibung an der Trommel mit heranzieht und dafür sorgt, dass auch bei vollständig gesenkter Last noch eine volle Seilwindung auf der Trommel liegt. Die gleiche Vorsicht ist für Hanfseile geboten. Das Seil wird weniger gefährdet, wenn man es nach Fig. 7, Taf. 5, über einen seitlich an die Trommelflansche angegossenen Nocken mit ausreichend grosser Krümmung fortleitet, wobei das Loch ganz radial gebohrt werden kann. Auch pflegen die Monteure das Seilende mehrfach um die Trommelspeichen zu schlingen, bevor sie die Schlussseilklemme aufsetzen, um diese möglichst zu entlasten.

Über die Wahl der Seilstärken und Rollendurchmesser ist in dem Abschnitt über Rollenzüge, S. 17 u. f. u. 29, das Nöthige bemerkt. Für Trommeldurchmesser gelten dieselben Regeln, wie für Rollen. Die Trommelmantelstärke hängt im wesentlichen von Herstellungsrücksichten ab und schwankt etwa zwischen 10 und 18 mm.

### Seilleitung für Windentrommeln.

D.R.P. 80562 der Otis Elevator Company in London.

Der Ablenkungswinkel zwischen der Richtung des frei auf- oder ablaufenden Seiles und der Tangente an die Schraubenlinie, nach der sich

das Seil auf seine Trommel aufwickelt, erleidet um so grössere Schwankungen, je länger die Gesamtwicklung auf der Trommel im Verhältniss zum Abstand der festen Krahnenausleger- oder Schachttrollen ist, die das Seil in die Lastbahn überleiten. Mit der Grösse dieses Winkels wächst bei Ablenkungen von mehr als 1 : 10 die Gefahr, dass sich das Seil auf der Trommel übereinanderwickelt oder einzelne Gänge der Spiralnuthen überspringt.

Tiefeingedrehte Spiralnuthen mit hohen Führungsändern vergrössern durch die Dicke der Trennungsänder die Gesamtlänge der Trommel im allgemeinen störend. Man wählt daher meist den Ausweg, zwischen der Trommel und der festliegenden Leitrolle auf einer Achse parallel zur Trommelwelle eine längsbewegliche Leitrolle mit tiefeingedrehter Umfangsnuthe einzuschalten, der die Aufgabe zufällt, das Seil der Trommel mit theilweiser oder vollkommener Brechung des Ablenkungswinkels in richtiger Weise zuzuführen.

Derartige Hilfsleitrollen sind auch aus anderen Gründen, vor allem im Aufzugbetrieb, unentbehrlich, besonders bei allen Schneckenwinden, deren Trommeln gleichzeitig die Fahrstuhl- und die Gegengewichtseile in entgegengesetzt gerichteter Wicklung aufnehmen, und daher meist nur die Möglichkeit bieten, die Fahrstuhlseile unmittelbar von der Trommel senkrecht im Schacht neben der Kabinenbahn frei in die Höhe zu führen, während die Gegengewichtseile von der anderen Trommelseite erst durch besondere Leitrollen in den freien Schachtraum abgelenkt werden müssen, oder umgekehrt, die Ablenkung für die Hauptseile anzuordnen ist.

Im allgemeinen genügt die freie Beweglichkeit der Hilfsrollen auf glatter Achse, bei sorgfältig aufgeschliffener Nabenbohrung und zuverlässiger Schmierung, um dieselben durch den Reibungschluss der gespannten Seile im Betrieb, unter dem vorherrschenden Einfluss der Spiralnuthen auf der Trommel, in schraubenförmiger Drehung mitzunehmen und die seitliche Verschiebung der Rollen durch die Seile selbstthätig, nach Massgabe der Steigung der Spiralnuthen auf der Trommel, zu vermitteln. Die Leitrolle bewirkt die Seilführung dann um so vollkommener, je näher sie an der Trommel liegt. Will man die Seitenreibung der Seile an den hohen Führungsändern der Hilfsleitrolle ganz vermeiden, so ist die genaue Übereinstimmung zwischen der Längsverschiebung der Rolle und dem seitlichen Fortschreiten der Seilwicklung auf der Trommel zwangsläufig zu sichern.

Hierfür wählt Otis entweder die Ausführung nach Fig. 118, S. 128, oder die einfachere nach Fig. 119. In Fig. 118 ist das eine Ende der Hilfsleitrollenachse mit flachgängigem Gewinde in einer drehbaren Mutter gelagert, die mittelst Kette von der Trommelwelle angetrieben wird. Feder- und Nutheneingriff schützt die Rollennabe im rechten Lagerbock gegen Drehung und lässt nur ihre Verschiebung zu, die sich genau übereinstimmend mit der fortschreitenden Seilwicklung vollzieht, sobald sich Trommel- und Rollennabe durch den Kettenbetrieb mit gleicher Winkelgeschwindigkeit drehen und die Steigung des Rollennabengewindes ebenso gross ist, wie die der Trommelspiralnuthe. Die Leitrollen laufen lose zwischen zwei Stellringen und folgen bei freier Drehbarkeit der Seitenverschiebung zwangsläufig.

In Fig. 119, S. 128, ist der Kettentrieb zwischen Trommel- und Rollennabe fortgelassen und dafür die vollkommen festgelagerte undrehbare Rollennabe in der ganzen Länge zwischen den Tragböcken mit flachgängigem Gewinde versehen, dessen Steigung wieder mit dem der Trommelnuthe übereinstimmt. Die Rollennabe enthält das zugehörige Muttergewinde. Die Hilfsleitrolle wird durch den Reibungschluss des sich anpressenden Seiles mitgenommen und folgt durch das Führungsgewinde ihrer Nabe, schraubenförmig fortschreitend, genau der Seitenwicklung der Trommelseile, sobald Rolle und Trommel auch noch vollkommen gleiche Durchmesser haben,

und sofern kein Gleiten zwischen Seil und Rolle stattfindet. Da dieser Fall nicht vollkommen ausgeschlossen ist und vorzüglich durch Schlaffwerden der Seile, bei plötzlichem Anhalten oder während eines gelegentlichen Fangens des Fahrstuhles, eintreten kann, und die Befürchtung besteht, dass der Maschinenwärter die Stellung der Rollen nach einem solchen Vorkommniß nicht rechtzeitig berichtigt, schaltet Otis hierbei zum Ausgleich der Fehlerquellen eine selbstthätige Justirvorrichtung für die Endlagen der Rollen ein. Die Rollen erhalten zu dem Zweck acht Speichen je mit einem Gewindeloch zur Aufnahme von zwei Anschlagbolzen *E*, die nach Bedürfniss in verschiedene Speichen derart eingesetzt werden, dass in den regelrechten Endstellungen der Rolle die eine mit dem rechts, die andere mit dem links im Lagerbock befestigten Anschlag *D* zusammentrifft. Diese festen Anschläge sind durch Gegenmuttern derart verstellbar, dass sie unter Benutzung desselben Modells für verschiedene Grenzen der wandern-

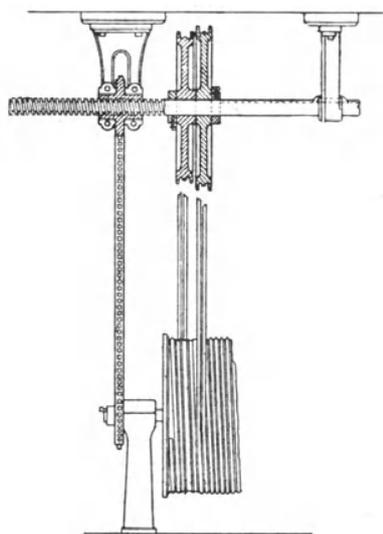


Fig. 118.

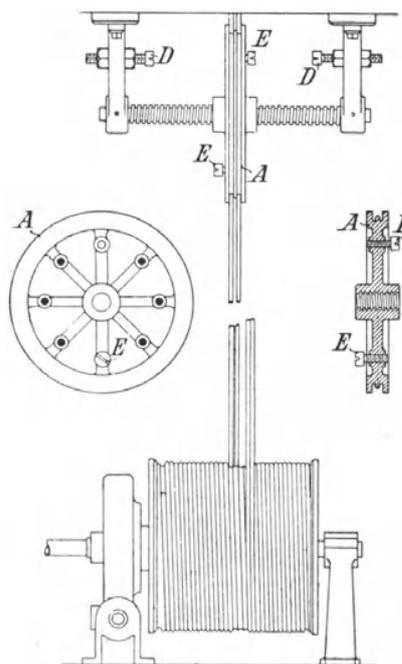


Fig. 119.

den Rolle bis in deren Endbahn hinausgeschraubt werden können. Tritt nun im Laufe des Betriebes eine unrichtige Verstellung der wandernden Rolle ein, so eilt sie infolge dessen im weiteren Verlauf in der einen Richtung nach und deshalb in der anderen vor. Sobald sie dann aber auf der voreilenden Seite mit dem Grenzanschlag zusammentrifft, wird sie vorübergehend festgehalten, und das Seil gleitet bis zur Wiederherstellung der richtigen Lage über ihren Umfang, ohne die Rolle bei der Umkehr der Bewegung zu hindern, sofort wieder frei dem Seilantrieb zu folgen. Fehlt diese Selbstjustirung, so treten im Gewinde, wie in der Rollennuthe dauernd sehr nachtheilige Reibungswiderstände auf, und es kann sogar bei knappem Abstand zwischen den Lagerböcken der Fall eintreten, dass sich die Rolle mit ihrer Nabenstirnfläche derart gegen einen der beiden Lagerböcke festschraubt, dass sie dem Seilrücklauf nicht wieder folgen kann. Die einfache, glatte Leitrollenachse ist aber auch der Justirung Fig. 119 vorzuziehen.

Die Schmierung verlangt, gleichgültig, welche Art der Leitrollenbewegung gewählt wird, besondere Berücksichtigung, und es empfiehlt sich

dafür die Anordnung von drei um  $120^{\circ}$  versetzten Schmierbüchsen, damit während des Stillstandes sicher eine derselben in druckfreier Stellung zum Nachpressen von Fett benutzt werden kann, wenn die anderen unter dem Gegen- druck des gespannten Seiles kein Schmiermaterial zwischen die Laufflächen aus- treten lassen.

Die Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Bechem & Keetman, hat die Aufgabe in umgekehrter Weise, mit feststehender Leitrolle und wandernder Trommel gelöst. Vergl. Taf. 30, Fig. 5.

C. Hoppe ist eine weitere Ausbildung des Grundgedankens patentirt, durch die er auch beim Aufwickeln von Seilen in mehreren Lagen über- einander eine Zwangsführung erreicht. D.R.P. 96078, Kl. 35.

Die Rheiner Maschinenfabrik von Windhoff & Co. verwendet für gleichmässige Seilwicklung in mehreren übereinander liegenden Lagen einen rotirenden Hubdaumen, Fig. 120, um ein Gleitstück mit zwei wagerechten Leitrollen, zwischen denen das Seil durchläuft, durch die Druckrollen der Dau- menscheibe mit vollkom- men gleichbleibender, auch beim Richtungs- wechsel unveränderter Ge- schwindigkeit geradlinig um den Betrag der Trom- mellänge hin- und herzu- schieben. Die in der Figur angedeutete geometrische Konstruktion des Daumen- profils folgt aus der Be- dingung, dass die unrunde Scheibe für gleiche Dreh- winkel gleiche Hubwege liefern muss und dauernd mit den beiderseitigen Druckrollen in Berührung bleiben soll. Mathematisch überschneiden die beiden Konstruktionsprofile für den vollen Hub die Herz- spitze noch etwas, aber so wenig, dass die Ausführung bis zur Spitze praktisch genügt. Anderenfalls lässt sich die Scheibe auch mit voller Profillänge in zwei übereinanderliegenden Hälften herstellen.

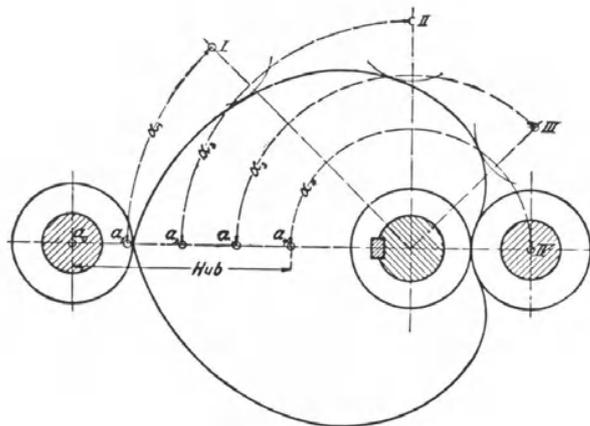


Fig. 120.

Die Daumenwelle wird durch ein Schneckengetriebe von der Trommel- welle mit solcher Übersetzung angetrieben, dass der Hubweg für jede volle Trommeldrehung genau der Ganghöhe der Seilwicklung entspricht. — Vergl. die später beschriebene Rangirwinde der Rheiner Maschinenfabrik.

### Reibungs- oder Spillwindentrommeln.

Die Umfangsreibung zwischen Seil und Trommel wächst mit der Zahl der Windungen. Man kann daher bei mehrfacher Umschlingung der Trommel die unmittelbare Befestigung des Seiles an der Trommel ganz aufgeben und durch Belasten oder Spannen des ablaufenden Trums ersetzen.

- Bezeichnet  $Q$  die Last,
- $S$  die Spannung im ablaufenden Trum,
- $\alpha$  den Umschlingungswinkel,
- $\mu$  den Reibungskoeffizienten,
- $e$  die Basis der natürlichen Logarithmen,

so gilt die Beziehung

$$S = \frac{Q}{e^{\mu\alpha}} \dots \dots \dots 130.$$

Für Hanfseile auf Holztrommel folgt bei dreifacher Umschlingung, d. h. mit  $\alpha = 6\pi$  und mit  $\mu = 0,3$

$$S \sim 0,0035 Q$$

und für Hanfseile auf Gusseisen mit  $\alpha = 6\pi$  und  $\mu = 0,2$

$$S \sim 0,023 Q.$$

Hiernach werden beim Antrieb der Trommel 1000 kg Last ohne Seilgleiten aufgewunden, wenn im ersten Fall das ablaufende Trum mit 3,5 kg, im zweiten Fall mit 23 kg gespannt ist.

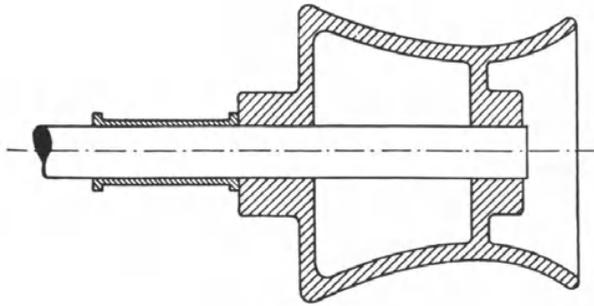


Fig. 121. 1 : 10.

noidisch nach Fig. 121 oder Fig. 122, so drängt bei nicht zu starker Anspannung des ablaufenden Trums das auflaufende durch die zunehmend starke Neigung der Trommelmantelfläche die benachbarten Windungen fort-

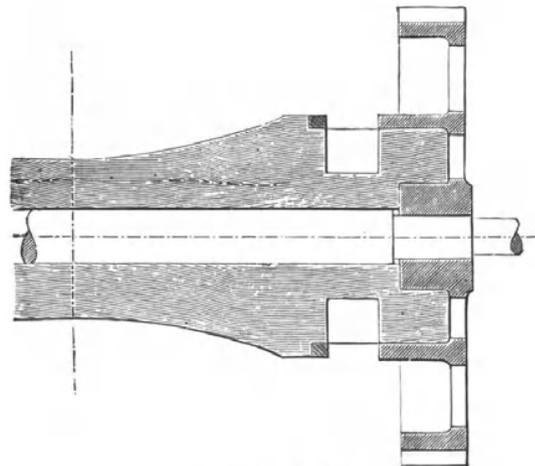


Fig. 122. 1 : 5.

Wenn man das Seil um eine cylindrische Trommel schlingt, wandert es beim Auf- und Abwinden schraubenförmig hin und her und die erforderliche Trommellänge bleibt, wie bei der gewöhnlichen Befestigungsweise des Seiles, von der Förderhöhe abhängig. Gestaltet man dagegen die Trommel ko-

noidisch nach dem kleinsten Trommeldurchmesser hin und beschränkt dadurch die erforderliche Trommellänge auf eine kurze Strecke, ganz unabhängig von der Seilförderlänge. Die Leichtigkeit, mit der man hierbei durch einfaches Loslassen des ablaufenden Trums oder durch Abwerfen des Seiles von der Trommel die Zugkraft in jedem Augenblick unterbrechen und das Seil in beliebiger Entfernung vom Lashaken wieder um die Trommel schlingen und arbeiten lassen kann, ist für viele Betriebsver-

hältnisse besonders bequem und hat den Spillwinden in erster Linie allgemeine Verbreitung auf den Schiffen verschafft, zum Arbeiten mit der Takelage, zum Segelsetzen, zum Aufholen u. s. w. Aber auch auf dem Lande werden Spillwinden mit Vortheil zum Heranholen von Eisenbahnwagen u. s. f. benutzt.

Hölzerne Spillwindentrommeln nach Fig. 122 werden meist mit Messingleisten beschlagen. Die gezeichneten Aussparungen dicht am Zahnrad dienen zum aushilfsweisen Einsetzen von Druckspeichen. Neben diesen Speichenlöchern ist ein Schrumpfring aufgezogen.

Das Gleiten der Seile in der Achsenrichtung auf konoidischen Trommeln und der damit verbundene Verschleiss lassen sich vermeiden, wenn

man statt einer Trommel, zwei gegenüberliegende auf parallelen Wellen mit gemeinsamem Rädervorgelege und zwangsläufig gleicher Umdrehungszahl benutzt, Fig. 123 und 124, und das Seil von einer Trommel zur anderen in Führungsnuthen hin und her leitet. Je zwei halbe Umfangsumschlingungen der beiden gemeinsam angetriebenen Trommeln wirken dann wie eine ganze Reibungswindung. Treibt man nur eine Trommel an, so dient die andere als Leittrommel.

Für die gewöhnlichen Verwendungszwecke wird die ganze Konstruktion zu umfangreich und nachtheiliges Seilgleiten auch nur vollkommen vermieden, wenn die Trommelnuthen genau gleiche Seileinlagerung für gleiche Reibungsdurchmesser sichern. Solche Trommeln sind zuerst in Frankreich für Bauwinden eingeführt und werden auch in Deutschland, aber vorzugsweise nur in Bergwerken benutzt.

Um die Seitenreibung der Seile an den Flanschen möglichst zu vermeiden, sind beide Trommeln gegeneinander um die halbe Nuthenbreite zu versetzen. Den Lagerdruck kann man durch eine glatte Zwischenrolle abfangen.

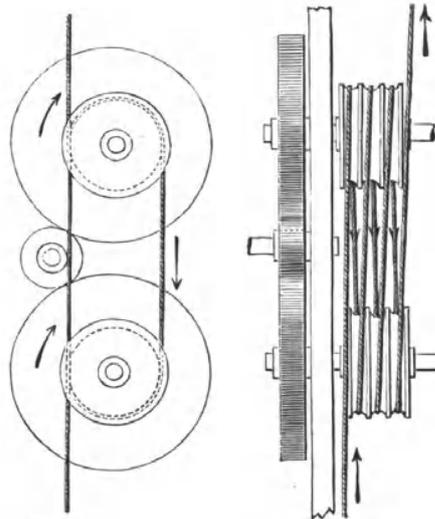


Fig. 123.

Fig. 124.

### c. Seilreibungsrollen.

Das verhältnissmässig grosse Eigengewicht der Förderschalen für Aufzüge lässt in vielen Fällen einen entsprechenden Ausgleich durch ein Gegengewicht wünschenswerth erscheinen.

Schliesst man dieses Gegengewicht unmittelbar an das ablaufende Trum eines nur durch Reibungschluss mitgenommenen Förderseiles an, so gewinnt man eine so

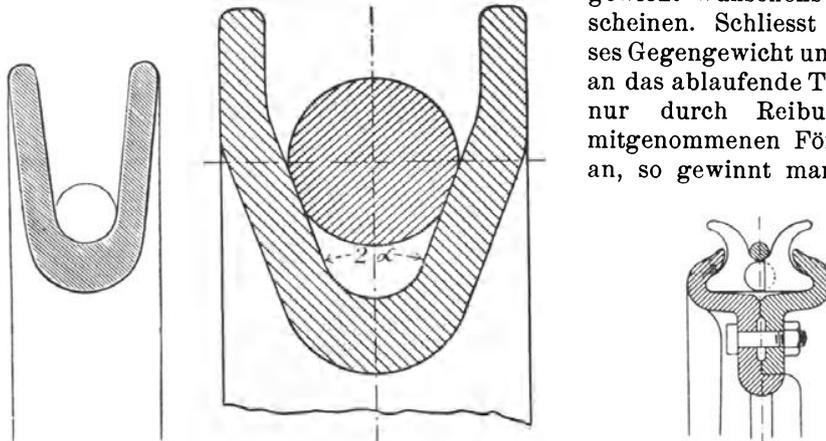


Fig. 125. 1:5.

Fig. 126. 1:2.

Fig. 127.

starke Spannung des ablaufenden Trums, dass für den gleitfreien Windenbetrieb eine halbe Umfangsumspannung genügt und die sonst erforderliche Trommel auf eine Rolle beschränkt wird.

Die Seilrollen werden als Speichenräder aus Gusseisen hergestellt und erhalten, um das Hanfseil sicher im Umfange zu lagern, tief ausgedrehte

Nuthen, die sich keilförmig nach unten verjüngen und im Grunde kreisförmig ausgerundet sind. Das Profil wird entweder so gewählt, dass das Seil mit geringem seitlichen Spielraum frei auf dem Boden der Nuth aufliegt, Fig. 125, S. 131, oder sich zwischen keilförmige Nuthenränder einpresst, ohne den Boden zu berühren, Fig. 126, S. 131, um die Reibung durch Klemmschluss zu steigern.

Die Klemmung hängt von der Grösse des Keilwinkels ab und wächst mit seiner Verkleinerung. Man wählt den Winkel  $2\alpha \leq 40^\circ$  höchstens aber  $30^\circ$ , weil sich sonst das Seil an der Ablaufstelle zu schwer wieder auslöst. Drahtseile verlangen Gummi-, Holz- oder Lederfutter in der Nuth als Auflager, wie bei Transmissionsrollen, um die Reibung zu erhöhen, weil sie einfache Seitenklemmung in keilförmigen Nuthen nicht vertragen. Am sichersten werden Drahtseile in Fowler'schen Rollen mit drehbaren Klemmgabeln festgehalten, Fig. 127, deren gleichmässige Druckvertheilung, in Verbindung mit dem selbstthätigen Schluss und Wiederöffnen an der Auf- und Ablaufstelle, den nachtheiligen Einfluss der einfachen Keilnuthenklemmung mildert. Die Fowler'schen Rollen sind aber schwer und theuer. Man gewinnt für Drahtseile immerhin die billigste Lösung für zuverlässigen Reibungschluss, wenn man auf Rollen verzichtet und dafür Trommeln mit mehrfacher Seilumschlingung — 5 bis 7 Windungen — benutzt, auf denen die Seilwicklung, durch das Gegengewicht gespannt, während des Betriebes frei hin und her wandert.

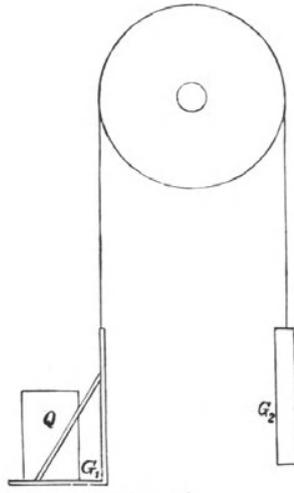


Fig. 128.

Figur 128 giebt eine schematische Darstellung eines Aufzuges mit Seilrollenbetrieb.

Bezeichnet

- $G_1$  das Gewicht der leeren Förderschale,
- $Q$  ihre grösste Belastung,
- $G_2$  das Gegengewicht am anderen Seiltrum,
- $\mu$  den Reibungskoeffizienten für Hanf auf Eisen,

so muss, falls das Seil frei in der Rollennuth liegt, zum Schutz gegen Seilgleiten bei unbelasteter Förderschale

$$G_2 \leq G_1 e^{\mu\pi} \text{ sein} \dots \dots \dots 131.$$

Andererseits wird bei belasteter Förderschale das Gleiten des Seils nur verhindert, wenn

$$G_1 + Q \leq G_2 e^{\mu\pi} \dots \dots \dots 132.$$

Setzt man in diese Gleichung den Grenzwert für  $G_2$  ein, so folgt

$$G_1 + Q \leq G_1 e^{2\mu\pi} \text{ oder } e^{2\mu\pi} \geq 1 + \frac{Q}{G_1}$$

und schliesslich  $2\mu\pi \geq \ln\left(1 + \frac{Q}{G_1}\right) \dots \dots \dots 133.$

Führt man zum Schutz gegen Seilgleiten für  $\mu$  einen kleinen Werth ein, und setzt  $\mu$  nur = 0,2, so wird

$$2\mu\pi = 1,256 \text{ und demnach } \frac{Q}{G_1} < 3,5 - 1, \text{ weil } \ln 3,5 = 1,253.$$

Wir erhalten also schliesslich  $Q \leq 2,5 G_1 \dots \dots \dots 134.$

und als zweite Bedingung aus Gleichung 131, da  $e^{\mu\pi} = 1,87$  ist,

$$G_2 \leq 1,87 G_1 \dots \dots \dots 135.$$

Beide Bedingungen passen sich den praktischen Betriebsverhältnissen ohne störende Beschränkung an, weil  $Q$  meist nur  $\leq 1,5 G_1$ , selten  $= 2 G_1$  ist und  $G_2$  wenig grösser als  $G_1$  gewählt zu werden pflegt. Nicht selten findet sich sogar  $G_2 < G_1$ .

Liegt das Seil nicht frei zwischen den Nuthenrändern, sondern geklemmt im Umfang der Rolle, so ist in allen vorstehenden Gleichungen dem Keilnuthenwinkel  $2\alpha$  entsprechend  $\frac{\mu}{\sin\alpha + \mu \cos\alpha}$  für  $\mu$  zu setzen.

Für  $2\alpha = 30^\circ$  folgt dann als Grenzwert, wenn man  $\mu$  wie oben  $= 0,2$  annimmt

$$Q \leq 1,5 G_1 \dots \dots \dots 136.$$

$$G_2 \leq 4 G_1 \dots \dots \dots 137.$$

Um das Anschmiegen der Seile an den Rollenumfang zu erleichtern und die Seile möglichst zu schonen, sind grosse Rollendurchmesser wünschenswerth, womöglich nicht kleiner, als der 30- bis 40fache Seildurchmesser, da sonst, infolge der beschränkten Seilanschmiegung, auch die Umfangsreibung und damit die oben entwickelten Grenzwerte kleiner ausfallen. Zwingen andere Rücksichten zur Wahl kleinerer Rollen, so muss man unbedingt zu Klemmnuthen seine Zuflucht nehmen, weil das Lastseil beim plötzlichen Bremsen des Triebwerks durch die Bewegungsenergie der Massen frei durch die Nuth gleitet, wenn die Umfangsreibung die Seilkraft nicht erheblich übersteigt.

**d. Kettentrommeln.**

Die Kettentrommeln führt man meist mit spiralförmigen Nuthen im Trommelumfang aus, um die Kette sicher zu führen.

In Fig. 129 ist die ältere Profilierung mit cylindrischen Auflagerflächen für die flachliegenden Kettenglieder gezeichnet. Wesentlich besser ist die kegelförmige Abschrägung der Stützränder, Fig. 130 und 131, S. 134, wodurch, wie bei den ähnlich profilirten Rollen, die Stützpunkte der Kettenglieder aus der Mitte nach den Enden gerückt werden und die Biegegefahr vermindert wird. Durch die Zwischennuth in Fig. 130

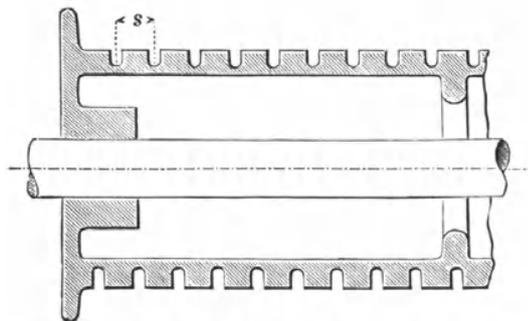


Fig. 129.

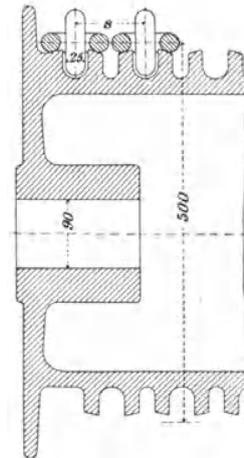


Fig. 130. 1 : 10.

oder durch die gewellte Form der inneren Mantelfläche in Fig. 131 sucht man das Trommelgewicht zu beschränken. Für schwache Ketten lässt sich dieser Zweck nur durch innere Wellenform erreichen, da die Zwischennuth sonst zu schmal ausfällt, um leichtes Formen des Gussmodells zu gestatten.

Für die Mantelstärke sind nur die Rücksichten auf Formarbeit und

Giessen massgebend; je nach der Grösse der Trommel findet man die Wanddicke  $\geq 12$  mm.

Zwischen den einzelnen Kettenwindungen lässt man einen Spielraum von mindestens 3 mm. Hierfür folgt mit einer Kettengliedbreite =  $3,5 \delta$ , für eine Kette von der Dicke  $\delta$  die Ganghöhe  $s$  der schraubenförmigen Führungsnuth

$$s = 3,5 \delta + 3 \text{ mm} \quad \dots \quad 138.$$

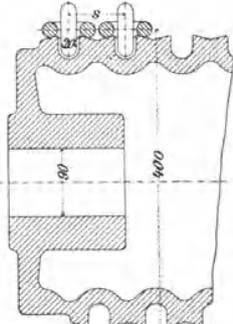


Fig. 131. 1:10.

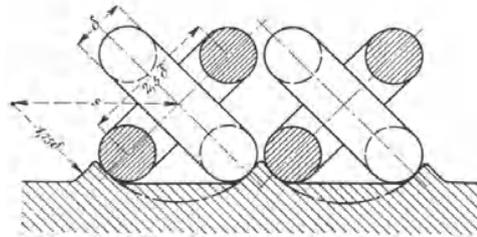


Fig. 132. 1:2.

Der Trommeldurchmesser ist, wie bei den Kettenrollen, von Kettenmitte zu Kettenmitte gemessen  $\geq 20 \delta$  anzunehmen.

Demnach wird der Trommeldurchmesser selbst

$$D \geq 19 \delta \quad \dots \quad 139.$$

Bezeichnet ferner

- $L$  die benutzbare Trommellänge,
- $n$  die Anzahl der Kettenwindungen,
- $h$  die Lastförderhöhe,

so ist  $h = n(D + \delta)\pi$ , und da  $L = n(3,5 \delta + 3)$ ,

$$L = \frac{h}{(D + \delta)\pi} \cdot (3,5 \delta + 3) \quad \dots \quad 140.$$

Für möglichst kurze Trommeln wählt man spiralförmige Führungsnuthen mit flachem Kreisbogenprofil, Fig. 132, in das sich die Kettenglieder, ähnlich wie in den früher besprochenen Kettenrollen mit Doppelrille, unter  $45^\circ$  zur Trommelachse einlegen. Die beabsichtigte Einlagerung unter  $45^\circ$  wird noch besser gesichert, wenn man das Kreisbogenprofil auf die in der Figur voll ausgezogenen Nuthenränder beschränkt und den Nuthengrund cylindrisch abdreht, so dass sich die Kettenglieder auch noch hierauf abstützen und an willkürlicher Drehung gehindert werden. Aus der Fig. 132 ist ersichtlich, dass sich bei dieser schiefen Lage der Kettenglieder die Breite der einzelnen Windungen ohne Spielraum auf  $2,5 \delta \cdot \cos 45^\circ + \delta = 2,8 \delta$  vermindert, während bei den bisher besprochenen Anordnungen jede Windung mindestens  $3,5 \delta$  beansprucht. Mit 3 mm Spielraum erhält man als Ganghöhe der Windungen

$$s = 2,8 \delta + 3 \text{ mm} \quad \dots \quad 141.$$

Das Kreisbogenprofil der Führungsnuth ist zweckentsprechend mit einem Halbmesser =  $1,75 \delta$ , nach dem Umhüllungskreise der schräg gelagerten Kettenglieder auszuführen.

Hierbei liegt die Mitte der unter  $45^\circ$  gelagerten Kettenglieder nahezu im Abstände  $\delta$  vom äussersten Trommelumfang. Wählt man den Durchmesser der gusseisernen Trommel

$$D \geq 18 \delta \quad \dots \quad 142.$$

so entspricht der Durchmesser der Kettenaufwicklung von Mitte zu Mitte

etwa  $20 \delta$ . Für eine aufzuwickelnde Kettenlänge  $h$  ist dann die erforderliche Trommellänge

$$L \geq \frac{(3 + 2.8 \delta) h}{(D + 2 \delta) \pi} \dots \dots \dots 143.$$

Um das Einlagern der Kettenglieder in den Führungsprofilen der Trommel unter  $45^\circ$  zur Trommelachse zu erleichtern und zu sichern, empfiehlt es sich, dafür zu sorgen, dass die Kette in ihrem ganzen Lauf unter diesem Winkel geführt wird. Man hat deshalb in diesem Fall auch die Befestigung der Kette an der Trommel so anzuordnen, dass gleich das erste Glied unter  $45^\circ$  zur Rollenachse festgehalten wird.

Bei schnell und unruhig laufenden Ketten von Dampfwinden eignen sich die zuletzt besprochenen flachen Spiralnuthen besser, als die tief eingeschnittenen, vor denen sich die Kettenglieder stauen, wenn sich durch Schlawerwerden und plötzliches Wiederspannen die hochkantig laufenden Glieder verdrehen und am freien Eintritt in die Mittelnuth gehindert werden. Nicht selten verwendet man in solchen Fällen auch einfache cylindrische Trommeln, hat dann aber ganz besonders durch geringe Ablenkung des Kettenlaufes aus der Mittelebene, d. h. durch grossen Abstand der Leitrolle, dafür zu sorgen, dass sich die Kette leicht nebeneinander wickelt und nicht etwa in unregelmässigen Doppelwindungen übereinander legt. Glatte cylindrische Trommeln werden ferner auch für billige Handwinden benutzt. Sie haben den Nachtheil, dass sich die Kettenglieder durch ihre ungünstige Auflagerung, vorzüglich bei kleinen Trommeldurchmessern und starker Belastung, leicht verbiegen.

Eine zweckentsprechende Befestigung der Kettenglieder zeigt Fig. 133, die für gerade und schräggelagerte Kettenglieder gleich brauchbar erscheint, wenn man nur im einen Fall das in dem Trommelumfang eingreifende Ende der Klammer radial, im anderen Falle unter  $45^\circ$  zur Trommelachse richtet und hierfür den Trommelmantel senkrecht oder schräg anbohrt.

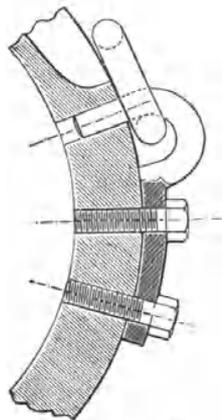


Fig. 133. 1 : 5.

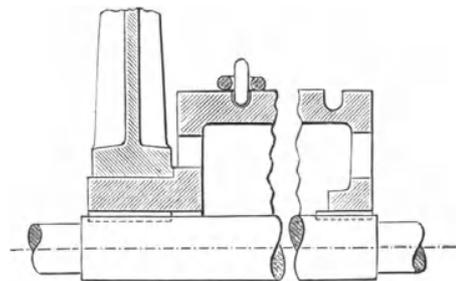


Fig. 134. 1 : 10.

Gewöhnlich werden Kettentrommel und das zugehörige Trommelzahnrad getrennt auf der Welle durch Nabenkeile befestigt. Wenn das Zahnrad dicht neben der Trommel liegt, kann man Trommel und Rad miteinander kuppeln und das Drehmoment der Lasttrommel auf diese Weise von der Welle selbst fernhalten.

In Fig. 134 ist das Zahnrad auf die nach aussen verlegte Trommel-nabe aufgekeilt. Die Konstruktion ist ferner dadurch beachtenswerth, dass die beiden Befestigungskeile für die Trommelnaben verschieden hoch gewählt sind. Die Trommel wird von rechts nach links über den zuerst in die Welle eingelegten schwächeren rechten Keil fortgeschoben und nachträglich der stärkere linke Keil von aussen eingetrieben. Da die Neigung

der Keile gleichgerichtet ist, lässt sich die Trommel ohne besondere Schwierigkeiten nöthigenfalls wieder zurückkeilen und von der Welle entfernen. Häufig begnügt man sich mit der einfacheren Ausführung, nur in die eine Nabe einen Keil einzutreiben und die andere blos durch Feder und Nuth mit der Welle zu verbinden. Für kurze Trommeln, bis etwa 400 mm, genügt ein Armstern in der Mitte mit einer einzigen langen Nabe.

Bei schweren Winden ordnet man bisweilen auf jeder Seite der Trommel ein Zahnrad an, um den Antrieb auf zwei Räder zu vertheilen, oder verwendet Zwillingssrollenzüge für das Lastseil mit zwei Trommeln und gabeltem Rädervorgelege.

Die immerhin lästigen Keilverbindungen der Rad- und Trommelnaben werden ganz vermieden, wenn man die Trommel, mit ihrem Antriebrade verschraubt, lose auf der Welle laufen lässt, ein Verfahren, das sich besonders dann empfiehlt, wenn Durchbiegungen im Windengestell schwerer Laufkatzen mit schmiedeeisernem Rahmen und Unterbau Klemmungen in den Zapfenlagern befürchten lassen. Lose Trommeln laufen auch noch auf schief gelagerten Wellen klemmfrei. Die Schmierung der Nabenlaufflächen wird dann meist durch eine Kernbohrung der Welle mit radialen Ausmündungskanälen vermittelt.

#### e. Kettendaumenräder.

Die Kettendaumenräder, welche an Stelle von Windentrommeln für kalibrierte Gliederketten und für Gelenkketten benutzt werden, unterscheiden sich in keiner Weise von den früher besprochenen Kettendaumenrollen. Hinsichtlich ihrer Konstruktion und der Bestimmung ihrer Theilkreisdurchmesser ist auf den Abschnitt über Kettenrollen S. 34 u. f. zu verweisen. Sie finden vor allem Verwendung, wenn es sich darum handelt, möglichst gedrängte Konstruktionen zu erzielen, da ihre Breite vollkommen unabhängig von der Förderlänge der Kette ist und gleichzeitig ihr Durchmesser bei kleiner Daumenzahl wesentlich kleiner ausfällt, als der gewöhnlicher Trommeln. Von besonderem Werth ist ferner ihre Eigenschaft, dass die Lastkette in vollkommen unveränderter Richtung aufsteigt, ohne gleichzeitige Seitenbewegung, wie bei den Trommeln mit Spiralwicklung. Als kleinste Daumenzahl findet sich für Gliederketten ausnahmsweise  $z = 3$ , häufiger  $z = 4$ . Da die Kettennuss nur gegossen werden kann und für gewöhnlich auf ihrer Welle aufgekeilt wird, falls man nicht beide durch Stahlguss aus einem Stück herstellt, ist die Wahl der kleinsten Daumenzahl beschränkt. Vorzüglich für schwächere Ketten fällt der Durchmesser bei 3 Daumen zu klein aus, um einer ausreichend starken Welle in der Nabe Platz zu gewähren. Noch bei 4 und 5 Daumen ist man meist gezwungen, die Kettennuss unmittelbar mit dem Triebrade zu kuppeln, wie in Fig. 134, um die Welle nur biegend zu belasten und schwächer ausführen zu können. Statt der hier gezeichneten Konstruktion passt man die Kettennuss auch wohl zwischen Mitnehmerknaggen des Triebrades ein, oder giesst seitlich einen kräftigen Nabenhals an, der das Einsetzen eines Keils gestattet, Fig. 1, Taf. 6. Ferner lässt sich der schwächste Querschnitt dadurch verstärken, dass man die Mittelnuth nicht cylindrisch eindreht, sondern möglichst der Umhüllungsform der eingelagerten Kettenglieder anpasst.

Daumenrollen für Gelenkketten erhalten unter sonst gleichen Verhältnissen eine grössere Daumenzahl, als Kettennüsse für Gliederketten, weil hier zu jedem Daumen nur ein Glied gehört, und der Durchmesser daher bei gleicher Daumenzahl noch kleiner ausfällt. Für vollbelastete Laschenketten sind mindestens 7 Daumen nothwendig, um noch ausreichenden Platz für die gleichzeitig erforderliche Wellenstärke zu lassen, und wenn Rad

und Welle nicht aus einem Stück hergestellt werden, zum Aufkeilen der Nabe noch grössere Raddurchmesser mit 8 bis 9 Daumen.

Die unvermeidlichen kleinen Ungenauigkeiten der kalibrierten Gliederketten erfordern einen Führungsbügel, Fig. 135, der den Kettenlauf ungefähr auf dem halben Nussumfang so dicht umschliesst, dass der Eingriff nicht verloren gehen kann. An der Ablaufstelle ist ferner ein Zahn  $z$  anzuordnen, der radial in die Mittelnuth eingreift, damit Glieder, die sich etwa nicht rechtzeitig selbstthätig auslösen, abgelenkt und zum Ablaufen gezwungen werden. Umschliesst der Führungsbügel die Kettennuss auf der unteren Hälfte, so lässt man die Führungsnuth auf der Ablaufseite mit sanfter Krümmung nach unten endigen, um einen geeigneten Überlauf für das freie Kettentrum, wie in Fig. 135 zu gewinnen. Bei Gelenkketten benutzt man dafür Leitrollen.

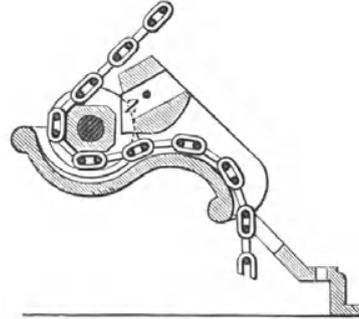


Fig. 135. 1 : 10.

Das freie Kettentrum läuft entweder in einen Kasten oder bildet eine hängende Schlinge, wenn man sein Ende in der Höhe am Maschinengerüst befestigt. Bei sehr langen Ketten sorgt man wohl auch dafür, dass sich das ablaufende Trum durch besonders angetriebene Leitrollen mit entsprechender Drehgeschwindigkeit auf mehrere Schlingen vertheilt, Fig. 1, Taf. 62, um störend tiefes Herabhängen zu verhindern. Für Gall'sche Ketten erreicht man dasselbe dadurch, dass man einzelne Glieder mit längeren, vorstehenden Bolzen ausrüstet und beim Ablaufen auf geneigten Leitschienen abfängt. Jeder so hängen bleibende Bolzen bildet den Anfang einer Schlinge, und das selbstthätige Niedergleiten auf der Leitbahn macht Platz für die folgenden. Vergl. Fig. 1, Taf. 64.

Die bereits S. 38 erwähnten Nachteile der periodisch ungleichförmigen Hubgeschwindigkeit aller Daumenrollen wirken besonders bei kleiner Daumenzahl durch die periodisch wechselnde Beschleunigung störend.

Die Vortheile, welche Kettendaumenräder gewöhnlichen Trommeln gegenüber durch ihre kleineren Durchmesser gewähren, ergeben sich aus den nachstehenden Vergleichen. Für 2500 kg Last würde eine gewöhnliche Kette von mindestens 16 mm Eisenstärke und 320 mm Trommeldurchmesser zu wählen sein. Eine kalibrierte Gliederkette für den gleichen Zweck ist etwa 18 mm stark zu nehmen und erfordert bei 54 mm innerer Baulänge mit 4 Daumen einen Kettennussdurchmesser von  $\sim 142$  mm. Vergleichen wir hiermit eine Gall'sche Kette, so würde diese mit 18 mm Zapfenstärke und 50 mm Baulänge bei 7 Daumen den zugehörigen Raddurchmesser auf  $\sim 115$  mm beschränken. Die Gall'sche Gelenkkette liefert also die kleinsten Lastarme. Mit kalibrierten Gliederketten lässt sich der Rollendurchmesser, unter Berücksichtigung des Umstandes, dass solche Ketten an sich stärker, als nicht justirte gewählt werden müssen, noch ohne Schwierigkeit auf etwa die Hälfte der gewöhnlichen Trommeldurchmesser beschränken.

## f. Wirkungsgrad der Windentrommeln.

### a. Wirkungsgrad der Seil- und Kettentrommeln.

Bezeichnet  $P_0$  die ideelle Antriebskraft der Trommel,  
 $P$  die wirkliche Antriebskraft der Trommel,  
 $a$  den Kraftarm,  
 $Q$  die Last,  
 $R$  den Trommel- oder Lastrollenhalbmesser,

$\varrho$  den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle,  
 $Z$  den Zapfendruck,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,

so ist 
$$P_0 = \frac{Q R}{a}.$$

Der Widerstand der Seilsteifigkeit und Kettenreibung wurde für die Wirkungsgrade von Rollen, S. 10, als eine Vergrößerung des Lastarmes um eine Grösse  $\xi$  in die Rechnung eingeführt. Da diese Widerstände bei Trommeln nur an der Auflaufstelle auftreten, wird man hier mit genügender Annäherung  $\frac{\xi}{2}$  statt  $\xi$  setzen können. Unter dieser Voraussetzung ist

$$P = \frac{Q \left( R + \frac{\xi}{2} \right) + \mu \varrho Z}{a}.$$

Der Zapfendruck schwankt je nach der Richtung der Antriebkraft zwischen  $Q + P$  und  $Q - P$ , und es darf daher zur allgemeinen Bestimmung des Güteverhältnisses  $Z = Q$  angenommen werden. Dann folgt

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\xi}{2R} + \mu \frac{\varrho}{R}} \quad \dots \quad 144.$$

Für Hanfseile ist nach Gleichung 8, S. 10, mit dem Seildurchmesser  $\delta$  in mm

$$\xi = \xi_1 = 0,006 \delta^2 \text{ bis } 0,012 \delta^2.$$

Für Ketten mit der Eisenstärke  $\delta$  nach Gleichung 11, S. 12,

$$\xi = \xi_2 = 0,2 \delta \text{ bis } 0,3 \delta.$$

Der Zapfenhalbmesser fällt verschieden stark aus, am schwächsten für Stirnzapfen, grösser für Halszapfen, die ausser auf Biegung auch auf Drehung beansprucht werden. Für allgemeine Schätzungsbestimmungen darf für den vorliegenden Zweck

bei Seiltrommeln  $\varrho = 0,7 \delta$  für den Seildurchmesser  $\delta$   
 bei Kettentrommeln  $\varrho = 2,5 \delta$  für die Ketteneisenstärke  $\delta$

gesetzt werden.

Hieraus erhält man mit  $\mu = 0,08$  und  $R = 4 \delta$  für Seile, und  $R = 10 \delta$  für Ketten folgende Werthe:

Wirkungsgrade von Hanfseiltrommeln.

Seilstärke $\delta =$	16	26	36	46	52
Wirkungsgrad $\eta =$	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94
bis	0,96	0,95	0,94	0,92	0,91

und für den Wirkungsgrad gewöhnlicher Kettentrommeln

$$\eta = 0,97.$$

Das Güteverhältniss der Kettendaumenräder ist von der Daumenzahl abhängig. Setzt man mit Rücksicht auf die zusätzliche Reibung der Kettenglieder an den Daumen  $\xi = 0,3 \delta$ , so berechnet sich aus der obigen allgemeinen Gleichung beispielsweise für ein 5-daumiges Rad mit 10 mm Kette und 31 mm Baulänge, 100 mm Theilkreis- und 30 mm Zapfendurchmesser

$$\eta \sim 0,95.$$

Für Drahtseiltrommeln fehlen zur Zeit noch genau ermittelte Erfahrungswerthe. Bis zuverlässige Werthe vorliegen, kann der Gütegrad hierfür  $\eta \leq 0,95$  geschätzt werden.

### β. Wirkungsgrad von Seilreibungstrommeln.

Für Seilreibungstrommeln, von deren Umfang das aufgewundene Lastseil mit Spannung auf der Gegenseite wieder abläuft, sind die vorstehenden Werthe noch als Näherungswerthe zu benutzen, wenn man die günstige Einwirkung der verhältnissmässig sehr geringen Spannung des ablaufenden Trums auf den Antrieb der Trommel gegen den Seilsteifigkeitswiderstand an der Ablaufstelle vernachlässigt.

Wendet man Zwillingstrommeln mit gemeinsamem Antrieb wie in Fig. 124, S. 131, an, so ist zu berücksichtigen, dass an jeder einzelnen Auf- und Ablaufstelle der ganzen Seilleitung Steifigkeitswiderstände auftreten. Die Spannung jedes auflaufenden Trums wirkt für die betreffende Trommel als Nutzwiderstand, die Spannung der ablaufenden Seilstrecken unterstützt dagegen den Antrieb der Trommel, an welcher der Ablauf stattfindet. In den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen für die Zwillingstrommeln ist demnach der schädliche Seilsteifigkeitswiderstand an den Auflaufstellen, wie bisher, als eine Vergrößerung des Lastarmes um  $\frac{\xi_1}{2}$ , an den Ablaufstellen dagegen als eine Verkleinerung des Kraftarmes um dieselbe Grösse in Rechnung zu setzen, weil er den Nutzwiderstand in eben dem Masse vergrößert, wie er andererseits das Moment des treibenden Seilzuges verkleinert.

Nehmen wir an, dass der Seillauf dreimal über jede der beiden Trommeln fortgeführt ist, jede Trommel also dreimal auf dem halben Umfang umspannt wird, so stellt Fig. 136 den Seillauf schematisch dar, falls man sich die einzelnen Seilumschlingungen der Trommelnuthen in eine Ebene auseinander geklappt denkt.

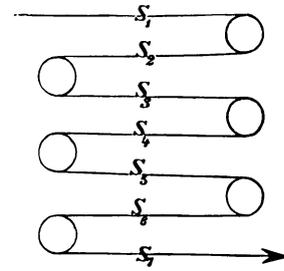


Fig. 136.

- Es sei  $S_1, S_2 \dots S_7$  die Spannung der einzelnen Seilstrecken,  
 $S_1$  gleich der aufzuwindenden Last  $Q$ ,  
 $S_7$  die Spannung, mit der das Seil an der letzten Ablaufstelle abezogen wird,  
 $R$  der Trommelhalbmesser,  
 $\mu$  der Reibungskoeffizient für das Seil auf dem Trommelumfang,  
 $\rho$  der Zapfenhalbmesser der Trommeln,  
 $\mu_1$  der Zapfen-Reibungskoeffizient,  
 $\delta$  der Seildurchmesser,  
 $\frac{\xi_1}{2} = 0,003 \delta^2$  bis  $0,006 \delta^2$  die Vergrößerung des Lastarmes beim Seilaufstieg und auch die Verkleinerung des Kraftarmes beim Ablauf, nach Massgabe des Seilsteifigkeitswiderstandes,  
 $P_1$  die Antriebskraft der Trommel, auf die das Seil zuerst aufläuft, und  
 $P_2$  die Antriebskraft der zweiten Trommel, von der das Seilende abläuft, beide Kräfte im Trommelumfang wirkend gedacht.

Vernachlässigt man den geringfügigen Einfluss der Antriebskraft auf die Zapfenreibung, so ist der Zapfendruck für jede Trommel gleich der Summe der zugehörigen Seilspannungen zu setzen und hiermit:

$$\begin{aligned}
P_1 R &= S_1 \left( R + \frac{\xi_1}{2} \right) - S_2 \left( R - \frac{\xi_1}{2} \right) + S_3 \left( R + \frac{\xi_1}{2} \right) \dots \dots \dots \\
&\quad - S_6 \left( R - \frac{\xi_1}{2} \right) + \mu_1 (S_1 + S_2 \dots + S_6) \varrho \\
\text{und } P_2 R &= S_2 \left( R + \frac{\xi_1}{2} \right) - S_3 \left( R - \frac{\xi_1}{2} \right) + S_4 \left( R + \frac{\xi_1}{2} \right) \dots \dots \dots \\
&\quad - S_7 \left( R - \frac{\xi_1}{2} \right) + \mu_1 (S_2 + S_3 \dots + S_7) \varrho.
\end{aligned}$$

Durch Addition beider Gleichungen ergibt sich das ganze Moment der Antriebskraft für die Zwillingstrommeln

$$\begin{aligned}
(P_1 + P_2) R &= (S_1 - S_7) R + (S_1 + S_2 \dots + S_6) \left( \frac{\xi_1}{2} + \mu_1 \varrho \right) \\
&\quad + (S_2 + S_3 \dots + S_7) \left( \frac{\xi_1}{2} + \mu_1 \varrho \right) \dots \dots \dots \quad \mathbf{145.}
\end{aligned}$$

Nach den Gesetzen der Seilreibung auf Rollenumfängen ist, da jedesmal der halbe Trommelumfang umspannt wird,

$$\begin{aligned}
S_2 &= S_1 e^{-\mu\pi} = Q e^{-\mu\pi}, \quad S_3 = S_2 e^{-\mu\pi} = S_1 e^{-2\mu\pi} = Q e^{-2\mu\pi} \\
\text{u. s. f., schliesslich} \quad S_7 &= S_1 e^{-6\mu\pi} = Q e^{-6\mu\pi}.
\end{aligned}$$

Bei  $n$  Seilstrecken ist ganz allgemein  $S_n = Q e^{-(n-1)\mu\pi}$ .  
Mit diesen Werthen erhält man:  $S_1 - S_7 = Q (1 - e^{-6\mu\pi})$

$$\begin{aligned}
S_1 + S_2 \dots \dots S_6 &= Q (1 + e^{-\mu\pi} + e^{-2\mu\pi} \dots + e^{-5\mu\pi}) = Q \frac{e^{-6\mu\pi} - 1}{e^{-\mu\pi} - 1} \\
&= Q \frac{1 - e^{-6\mu\pi}}{1 - e^{-\mu\pi}}
\end{aligned}$$

$$S_2 + S_3 \dots \dots + S_7 = Q (e^{-\mu\pi} + e^{-2\mu\pi} \dots + e^{-6\mu\pi}) = Q e^{-\mu\pi} \frac{1 - e^{-6\mu\pi}}{1 - e^{-\mu\pi}}.$$

Durch Einsetzen der Werthe in Gleichung 145 folgt:

$$P_1 + P_2 = Q (1 - e^{-6\mu\pi}) + \left( \frac{\xi_1}{2R} + \frac{\mu_1 \varrho}{R} \right) (1 + e^{-\mu\pi}) \frac{1 - e^{-6\mu\pi}}{1 - e^{-\mu\pi}} \cdot Q \quad \mathbf{146.}$$

Ohne schädliche Widerstände würde die ideelle Antriebskraft des Zwillingstrommelpaares  $= Q$  sein und demnach wird der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{1}{1 - e^{-6\mu\pi} + \left( \frac{\xi_1 + 2\mu_1 \varrho}{2R} \right) (1 + e^{-\mu\pi}) \frac{1 - e^{-6\mu\pi}}{1 - e^{-\mu\pi}}} \dots \dots \quad \mathbf{147.}$$

Setzt man den Reibungskoeffizienten für Hanf auf Eisen  $\mu = 0,2$ , so ist  
 $e^{-\mu\pi} = 0,534$  und  $e^{-6\mu\pi} = 0,023$ ,  
ferner

$$\eta = \frac{1}{0,98 + 3,2 \cdot \frac{\xi_1 + 2\mu_1 \varrho}{2R}} \dots \dots \dots \quad \mathbf{147a.}$$

Für  $R = 150$  mm,  $\varrho = 30$  mm,  $\mu_1 = 0,08$ ,  $\delta = 36$  mm und  $\xi_1 = 0,012 \delta^2$  wird

$$\eta = 0,84.$$

Der Wirkungsgrad ist, wie bei allen Seiltrommeln, wesentlich abhängig von der Seildicke und nimmt mit zunehmender Seilstärke rasch ab.

**γ. Wirkungsgrad der Seilreibungsrollen.**

Der Wirkungsgrad der Seilreibungsrollen, die an Stelle von Windentrommeln für Aufzüge benutzt werden, wird durch das Gegengewicht am ablaufenden Trum erheblich beeinflusst. Die Anordnung ist nach Skizze, Fig. 137, zweckmässig so zu wählen, dass der Umfangsdruck des Antriebrades während des Lastaufwindens senkrecht aufwärts wirkt, um den Zapfendruck der Last und des Gegengewichts hierdurch zu vermindern.

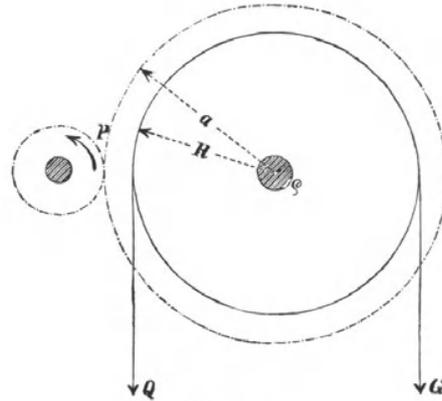


Fig. 137.

Es sei

- $P$  die wirkliche,  $P_0$  die ideelle Antriebskraft,
- $a$  der Arm der Kraft  $P$ ,
- $Q$  das Eigengewicht der Förderschale mit der Nutzlast,
- $G$  die Grösse des Gegengewichts,
- $R$  der Halbmesser der Seilrolle,
- $Z$  der Zapfendruck,
- $\rho$  der Zapfenhalbmesser,
- $\mu$  der Zapfenreibungskoeffizient,
- $\delta$  der Seildurchmesser.

Setzen wir, übereinstimmend mit unseren bisherigen Rechnungen, die Vergrösserung des Lastarms durch die Seilsteifigkeit an der Auflaufstelle und die Verkleinerung des Kraftarms an der Ablaufstelle  $= \frac{\xi_1}{2}$ , so ist

$$P = \frac{Q \left( R + \frac{\xi_1}{2} \right) - G \left( R - \frac{\xi_1}{2} \right) + \mu \rho Z}{a}$$

Mit  $P_0 = \frac{(Q - G) R}{a}$  folgt der Wirkungsgrad der Seilrolle

$$\eta = \frac{(Q - G) R}{Q \left( R + \frac{\xi_1}{2} \right) - G \left( R - \frac{\xi_1}{2} \right) + \mu \rho Z} \quad \dots \quad 148.$$

Für  $Q = 650$ ,  $G = 500$  und  $P = 125$  kg wird  $Z = Q + G - P = 1025$ . Ist ferner  $R = 375$ ,  $\delta = 36$ ,  $\rho = 40$ , so berechnet sich mit  $\mu = 0,06$  und  $\xi = 0,012 \delta^2$

$$\eta = 0,83.$$

Die Einfachheit der ganzen Konstruktion wird also mit einem ziemlich erheblichen Wirkungsverlust erkauft, der sich noch steigert, wenn man das Lastseil durch Keilnuthenklammern im Rollenumfang festhält, weil hierbei der Unterschied zwischen Kraft- und Lastarm noch grösser ausfällt.

**g. Differential-Windentrommeln. — Anordnung und Wirkungsgrad.**

**α. Chinesische Winde.**

Zwei Trommeln mit entgegengesetzter Windwirkung und verschiedener Umfangsgeschwindigkeit liefern, wie der Differentialflaschenzug, starke Umsetzungen zwischen Antriebskraft und Last. Die Wirkungsverluste wachsen

mit dem Umsetzungsverhältniss und lassen sich leicht bis zur Selbsthemmung der ganzen Maschine durch die eigenen Bewegungswiderstände steigern. Der Vortheil der Entbehrlichkeit besonderer Sperr- und Bremswerke für möglichst einfache Winden ist, wie bei allen Konstruktionen mit Selbsthemmung, wegen der schädlichen Widerstände, ein sehr unvollkommener.

Die einfachste und älteste Konstruktion einer Winde mit Differentialtrommeln ist die sogenannte chinesische Winde, Fig. 138. Die Seilschlinge,

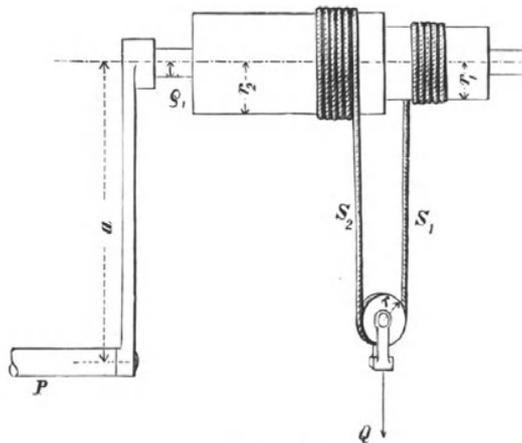


Fig. 138.

deren Enden die beiden verschieden dicken Trommelhälften in entgegengesetzten Richtungen umschlingen, trägt die Last an einer losen Rolle und wickelt sich bei der Umdrehung des Wellbaums auf der einen Seite auf, auf der anderen ab. Je nach der Umdrehungsrichtung muss sich hierbei die herabhängende Seilschlinge verkürzen und sich die Last heben, oder umgekehrt die Seilschlinge verlängert und die Last gesenkt werden. Durch die eingeschaltete lose Rolle steigt oder sinkt die Last bei einer Kurbelumdrehung nur um den halben

Unterschied der beiden verschiedenen Trommelumfänge.

Für die Berechnung der Antriebskraft kann der Einfluss des Kurbeldrucks auf die Vermehrung der Zapfenreibung vernachlässigt werden, weil die senkrechten Druckkomponenten während einer vollen Umdrehung den Zapfendruck der Last nacheinander verkleinern und verstärken, also im Mittel einflusslos bleiben, und weil ferner der Einfluss der wagerechten Komponenten verschwindend ist.

- Bezeichnet  $P$  den Kurbeldruck,  
 $Q$  die Last,  
 $\delta$  den Seildurchmesser,  
 $a$  den Kurbelarm,  
 $S_2$  die Seilspannung des beim Aufwinden der Last aufgewickelten Trums,  
 $S_1$  die Spannung im anderen Trum,  
 $r_2$  den grösseren,  $r_1$  den kleineren Trommelhalbmesser,  
 $r$  den Halbmesser der losen Rolle,  
 $\rho_1$  den Halbmesser der Trommelzapfen,  
 $\rho$  den Halbmesser des Rollenzapfens,  
 $\frac{\xi_1}{2}$  die Vergrößerung des Lastarms an der Auflaufstelle und auch die Verkleinerung des Kraftarms an der Ablaufstelle, welche den Einfluss des Seilsteifigkeitswiderstandes auf den Trommelantrieb ausdrückt,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,

$$\text{so ist} \quad Pa + S_1 \left( r_1 - \frac{\xi_1}{2} \right) = S_2 \left( r_2 + \frac{\xi_1}{2} \right) + \mu (S_1 + S_2) \rho_1.$$

$$\text{Ferner ist} \quad S_1 + S_2 = Q.$$

Infolge des Rollenwiderstandes ist  $S_2 = S_1 \kappa_1$  und nach Formel 13 a, S. 13, für Hanfseile

$$\kappa_1 = 1 + \frac{0,006 \delta^2}{r} + \frac{2\mu\varrho}{r} \text{ bis } 1 + \frac{0,012 \delta^2}{r} + \frac{2\mu\varrho}{r}.$$

Demnach  $Q = S_1 (1 + \kappa_1)$ ,  $S_1 = \frac{Q}{1 + \kappa_1}$  und  $S_2 = \frac{Q \kappa_1}{1 + \kappa_1}$ .

also  $P a = \frac{Q \kappa_1}{1 + \kappa_1} \left( r_2 + \frac{\xi_1}{2} \right) - \frac{Q}{1 + \kappa_1} \left( r_1 - \frac{\xi_1}{2} \right) + \mu Q \varrho_1$ ,

und  $P = \frac{Q}{a} \left[ \frac{\kappa_1}{1 + \kappa_1} \left( r_2 + \frac{\xi_1}{2} \right) - \frac{r_1 - \frac{\xi_1}{2}}{1 + \kappa_1} + \mu \varrho_1 \right] \dots \dots \dots 149.$

Für die ideelle Antriebskraft würde die Bedingungsgleichung lauten

$$P_0 = \frac{Q(r_2 - r_1)}{2a} \dots \dots \dots 150.$$

und somit der Gütegrad  $\eta = \frac{r_2 - r_1}{2 \left[ \frac{\kappa_1}{1 + \kappa_1} \left( r_2 + \frac{\xi_1}{2} \right) - \frac{r_1 - \frac{\xi_1}{2}}{1 + \kappa_1} + \mu \varrho_1 \right]} \dots \dots \dots 151.$

Für  $\delta = 26$ ,  $r = 100$ ,  $r_1 = 120$ ,  $r_2 = 146$ ,  $\varrho = 10$ ,  $\varrho_1 = 20$  mm und  $\mu = 0,08$  ist  $\xi_1 = 0,012 \delta^2 \sim 8$  und  $\kappa_1 \sim 1,1$ .

Hiermit folgt  $\eta \sim 0,5$ .

Es wird also gerade die Grenze der Selbsthemmung erreicht.

Für  $Q = 1000$  kg und  $a = 400$  mm ermittelt sich aus Gleichung 150

$$P_0 = 32,5 \text{ kg und schliesslich } P = \frac{P_0}{\eta} = 65 \text{ kg.}$$

Das Heben der Last würde Doppelkurbeln und 3 bis 4 Arbeiter erfordern.

Das Umsetzungsverhältniss des Triebwerkes ist  $\sim 1 : 30,7$ . Durch die Wirkungsverluste beschränkt sich die Übersetzung zwischen Antriebskraft und Last auf  $\sim 1 : 15$ . Bei jeder Trommelumdrehung hebt sich die Last wegen der losen Rolle nur um  $26\pi \sim 82$  mm. Demnach erfordert eine Lasthebung um 1 m  $\sim 12,2$  Umdrehungen und eine lichte Trommellänge von  $2 \cdot 12,2 \delta \sim 650$  mm für das 26 mm starke Hanfseil.

Abgesehen von dem sehr geringen Wirkungsgrad hat die Konstruktion also noch den erheblichen Übelstand, dass der geringe Lastweg bei einer vollen Kurbelumdrehung ausserordentlich grosse Trommellängen verlangt, um die Last selbst nur auf mässige Höhe heben zu können. Dies hat dazu geführt, die Stufentrommel zu theilen und zwei Trommeln parallel nebeneinander zu lagern. Der Antrieb der Trommeln erfolgt dann durch ein Zahnrädervorgelege, dessen Triebrad, zwischen den Trommelzahnradern angeordnet, mit beiden gleichzeitig im Eingriff steht.

**β. Kegelförmige Differentialtrommel des Grusonwerkes.**

D.R.P. 43309.

In anderer Weise kann man die Trommellänge durch Kegelform und Reibungschluss zwischen Seil- und Trommelumfang mit mehrfacher Seilumschlingung wesentlich verkürzen, wenn man den in sich geschlossenen Seillauf über die Trommel fortwandern lässt. Diese Konstruktion, Fig. 139, S. 144, ist dem Grusonwerk in Buckau-Magdeburg patentirt.

Bezeichnet  $n$  die Zahl der Windungen zwischen Auf- und Ablaufstelle,  $m$  die Gesamtzahl der Nuthengänge auf der Trommel,  $h$  die Förderhöhe der Kegeltrommel,  $h_1$  die Förderhöhe der chinesischen cylindrischen Stufentrommel, so ist mit den übrigen früher benutzten Bezeichnungen, unter  $r_2$

und  $r_1$  jetzt ganz allgemein die Trommelhalbmesser an der Auf- und an der Ablaufstelle verstanden, zunächst auch hier

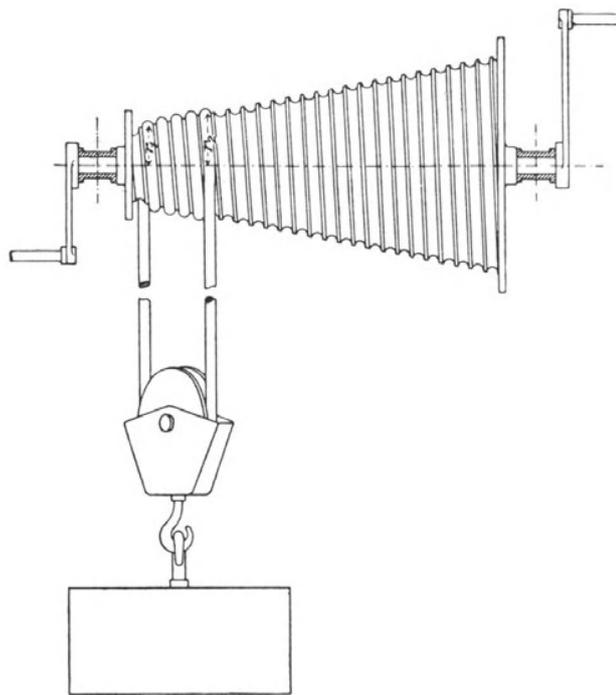


Fig. 139.

$$P_0 = \frac{r_2 - r_1}{2a} Q$$

und weiter, da die Kegeltrommel noch  $m - n$  Gänge für die schraubenförmige Seilwanderung frei lässt, also im ganzen zum Lastheben  $m - n$  Trommelumdrehungen gestattet,

$$h = (m - n)(r_2 - r_1)\pi.$$

Bei der gewöhnlichen chinesischen Winde beansprucht jedes Seilende für sich die halbe Trommellänge, also

$$h_1 = \frac{m}{2} (r_2 - r_1)\pi.$$

Wählt man in beiden Fällen  $r_2 - r_1$  und  $m$  gleich gross, so fällt auch die Übersetzung zwischen  $P_0$  und  $Q$  gleich aus, aber die Förderhöhen entsprechen dem Verhältniss

$$\frac{h}{h_1} = \frac{2(m - n)}{m},$$

$$h = 2 \left(1 - \frac{n}{m}\right) h_1 \quad \dots \quad 152.$$

Je kleiner  $n : m$  gewählt wird, um so mehr nähert sich  $h$  dem Werthe  $2 h_1$ .

Für  $n = \frac{m}{5}$  wird  $h = 1,6 h_1$ ,  
 und für  $n = \frac{m}{8}$   $h = 1,75 h_1$ .

Da für den geringen Spannungsunterschied in der Seilschlinge ein schwacher Reibungschluss genügt, kann man das Verhältniss von  $n : m$  sehr günstig wählen, wobei nicht zu übersehen ist, dass mit der Verminderung von  $n$  die Kegelneigung und der grösste Enddurchmesser wachsen. Die seitliche Wanderung des Seillaufes erfolgt, bei kleinem Kegelwinkel, auf glattem Trommelmantel ohne Führungsnuthen selbstthätig, sobald die Trommel angetrieben wird.

Die Gruson'sche Konstruktion bietet für kleine Hebezeuge mit mässiger Hubhöhe, etwa bis 2 m, den beachtenswerthen Vorzug grösster Einfachheit. Die Trommellänge fällt verhältnissmässig am kürzesten aus, wenn man Drahtseile verwendet. Der ungünstige Wirkungsgrad ist angesichts der kleinen Förderhöhen, für welche die Konstruktion überhaupt in Betracht kommt, nicht sonderlich störend, beschränkt aber immerhin, ebenso wie die Rücksicht auf die Trommellänge, die Grenze, bis zu der das Übersetzungsverhältniss der Differentialtrommel gesteigert werden darf. Durch besondere Zahnradvorgelege, statt des unmittelbaren Antriebs durch Kurbel oder Haspelrad, verliert die Konstruktion den Vorzug der Einfachheit.

γ. Differentialwindenwerk mit Zahnrädervorgelege und Gall'scher Kette.

Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, wenn man statt der Seile und Seiltrommeln Ketten mit Kettendaumenrädern zur Anwendung bringt, weil sowohl die Widerstände der Kettenreibung geringer sind, als auch durch die Anordnung von Daumenrädern, an Stelle der Windentrommeln, die räumliche Ausdehnung der Konstruktion unabhängig von der Lasthubhöhe bleibt.

Fig. 140 giebt die schematische Anordnung einer derartigen Winde, die vollständig auf Taf. 5 in Fig. 8 dargestellt ist. Die Konstruktion ist aus der Maschinenfabrik von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden hervorgegangen und bildet das Windetriebwerk einer seiner Zeit sehr verbreiteten Laufkatze älterer Bauart, an deren Stelle die Firma jetzt Windetriebwerke mit möglichst hohem Wirkungsgrad und Senksperrbremsen ausführt.

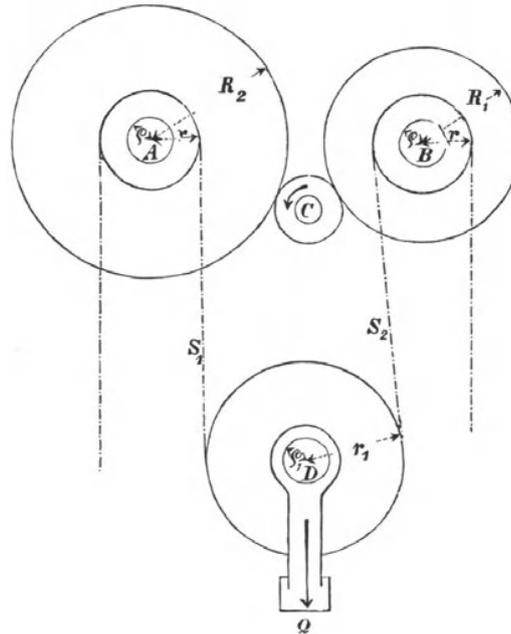


Fig. 140.

Die verschiedene Umfangsgeschwindigkeit der gleich grossen Kettendaumenräder wird durch verschieden grosse Zahnräder erzielt, die auf den Achsen *A* und *B* der Daumenräder befestigt sind und durch das Triebrad der Vorgelegewelle *C* gemeinsamen Antrieb empfangen. Als Lastkette ist eine Gall'sche Gelenkkette benutzt und zur Aufnahme der Last eine lose Rolle *D* eingehängt.

- Es sei  $P$  die Umfangskraft des Triebrades auf der Vorgelegewelle *C*,
- $R_1$  und  $R_2$  die Theilkreishalbmesser der Zahnräder auf den Kettenwellen *B* und *A*,
- $r$  der Theilkreishalbmesser der gleich grossen Kettendaumenräder,
- $\rho$  der Zapfenhalbmesser der Kettenwellen,
- $r_1$  der Theilkreishalbmesser der losen Rolle,
- $\rho_1$  der Zapfenhalbmesser der losen Rolle,
- $\mu$  der Reibungskoeffizient der Zapfen,
- $S_2$  die Spannung im aufsteigenden belasteten Kettentrum,
- $S_1$  die Spannung im niedergehenden belasteten Kettentrum,
- $\frac{\xi_2}{2}$  die Vergrösserung des Lastarmes und die Verkleinerung des Kraftarmes, nach Massgabe des Widerstandes der Kettenreibung beim Auf- und Ablafen von den Kettendaumenrädern,
- $Q$  die Last,
- $\delta$  der Zapfendurchmesser der Gelenkkette.

Vernachlässigt man den Einfluss der Zahndrucke an den Eingriffstellen des Vorgelegerades auf die Entlastung der Wellen *A* und *B* gegenüber dem Eigengewicht der Lastkette,

so folgt: 
$$P = -\frac{S_2 \left( r + \frac{\xi_2}{2} \right)}{R_1} - \frac{S_1 \left( r - \frac{\xi_2}{2} \right)}{R_2} + \frac{S_1 \mu \varrho}{R_2} + \frac{S_2 \mu \varrho}{R_1}.$$

Mit Rücksicht auf die Reibung der Laschen aneinander ist für die verwendete Gall'sche Kette  $\xi_2 = 0,3 \delta$  zu setzen.

Den Gesamtwiderständen der losen Rolle entspricht nach Gl. 14a, S. 14,

$$S_2 = S_1 \kappa_2, \text{ mit } \kappa_2 = 1 + \frac{0,3 \delta}{r_1} + \frac{2 \mu \varrho_1}{r_1}.$$

Es ist ferner  $S_1 + S_2 = Q$ , also auch  $Q = S_1 (1 + \kappa_2)$ , und

$$S_1 = \frac{Q}{1 + \kappa_2}, \quad S_2 = \frac{\kappa_2 Q}{1 + \kappa_2}.$$

Mit diesen Werthen geht die Gleichung für  $P$  über in

$$P = \frac{Q \kappa_2}{R_1} \frac{r + \frac{\xi_2}{2}}{1 + \kappa_2} - \frac{Q}{R_2} \frac{r - \frac{\xi_2}{2}}{1 + \kappa_2} + \frac{Q}{R_2} \frac{\mu \varrho}{1 + \kappa_2} + \frac{Q \kappa_2}{R_1} \frac{\mu \varrho}{1 + \kappa_2}.$$

$$P = \frac{Q}{1 + \kappa_2} \left[ \frac{\kappa_2}{R_1} \left( r + \frac{\xi_2}{2} + \mu \varrho \right) - \frac{1}{R_2} \left( r - \frac{\xi_2}{2} - \mu \varrho \right) \right] \quad \dots \quad 153.$$

Für die ideelle Antriebskraft ist

$$P_0 = \frac{Qr}{2} \left( \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) = \frac{Qr}{2} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_1 \cdot R_2} \quad \dots \quad 154.$$

und schliesslich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\frac{r}{2} \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2} (1 + \kappa_2)}{\frac{\kappa_2}{R_1} \left( r + \frac{\xi_2}{2} + \mu \varrho \right) - \frac{1}{R_2} \left( r - \frac{\xi_2}{2} - \mu \varrho \right)} \quad \dots \quad 155.$$

Beispiel: Für 3000 kg Nutzlast, d. h.  $\sim 1500$  kg Zug in jedem Trum der losen Rolle ist zur Schonung der Kette aus der Tabelle S. 26 die Kette für die nächst höhere Laststufe, 2000 kg, mit 45 mm Theilung und 14 mm Endzapfendurchmesser  $\delta$  zu nehmen. Die zugehörigen Daumenrollen erfordern, mit Rücksicht auf die voraussichtliche Wellenstärke mindestens 8 Daumen und hiermit nach Gleichung 35, S. 37, einen Theilkreishalbmesser

$$r = \frac{45}{2 \sin \frac{180^\circ}{8}} \sim 59 \text{ mm.}$$

Die Leitrolle erhält passend 16 Daumen mit einem Theilkreishalbmesser  $r_1 \sim 155,5$  mm. Wählt man das Verhältniss der Theilkreishalbmesser der zugehörigen Differentialzahnäder  $R_1 : R_2 = 4 : 5$ , ihre Zähnezahlen  $z_1 = 24$ ,  $z_2 = 30$  und die Theilung, vorbehaltlich der Prüfung hinsichtlich ausreichender Stärke für die Belastung,  $t = 12 \pi$  mm, so wird

$$R_1 = \frac{z_1 t}{2 \pi} = 144 \text{ mm,}$$

$$R_2 = \frac{z_2 t}{2 \pi} = 180 \text{ mm.}^*)$$

Ferner ist nach Gleichung 154  $P_0 = 0,04 Q \sim 123$  kg, also die Übersetzung des Differentialwindenwerks einschliesslich der losen Rolle  $\sim 1 : 25$ .

Mit den Zapfenhalbmessern  $\varrho = \varrho_1 = 30$  mm,  $\mu = 0,08$  und den vorstehenden Werthen folgt weiter

$$\eta = 0,49 \quad \text{und} \quad P \sim 250 \text{ kg.}$$

\*) Mit diesen Werthen wird der Zahndruck  $\sim \frac{1500 \cdot 59}{144} = 615$  kg und bei einer Zahnbreite  $b = 2 t = 2 \cdot 1,2 \pi$  cm die spezifische Zahnpressung

$$k = \frac{615}{b t} = \frac{615}{2 \cdot (1,2 \pi)^2} = \sim 22 \text{ kg/qcm.}$$

Die Werthe erweisen sich auch für die Belastung passend gewählt.

Giebt man dem Antriebrade  $C$  12 Zähne und, mit  $t = 12\pi$ , einen Durchmesser  $D = \frac{12 \cdot 12\pi}{\pi} = 144$  mm, so ist noch eine Übersetzung von 1 : 5 erforderlich, um den Zug  $P_z$  am Haspelseil auf den zulässigen Werth von etwa 50 kg zu beschränken. Hiermit folgt der Haspelraddurchmesser für die Antriebswelle — Fig. 8 Taf. 5 — = 720 mm. Das Güteverhältniss der Vorgelegewelle darf nach den im nächsten Abschnitt entwickelten Werthen für die Zahnreibung zu 0,94 angenommen werden. Damit wird

$$P_z = \frac{250}{0,94} \cdot \frac{144}{720} \sim 53 \text{ kg}$$

und der Wirkungsgrad des ganzen Triebwerks  $\eta = 0,49 \cdot 0,94 = 0,46$ .

Hiernach ist die Selbsthemmung der Differentialwinde auf Kosten der eigenen Triebwerkwiderstände durch die angenommenen Verhältnisse erreicht. Wenn man  $R_1 : R_2 > 4 : 5$ , gleich 5 : 6, 6 : 7 u. s. f. wählt, werden die Übersetzung und die Sicherheit der Selbsthemmung gesteigert, aber der Wirkungsgrad nimmt weiter ab.

### 3. Zahn- und Reibrädervorgelege.

#### a. Allgemeine Anordnung der Vorgelege.

Da der Kraftarm für den Antrieb einer Winde, vorzüglich bei Verwendung von Kurbeln, nicht beliebig gross gewählt werden kann und sich andererseits auch der Trommelhalbmesser, der Lastarm, nur bis zu einer gewissen Grenze beschränken lässt, ist die erforderliche Gesamtübersetzung zwischen Antriebskraft und Last im allgemeinen durch weitere Zwischenübersetzungen zu vermitteln. Diese Zwischenübersetzungen bezeichnet man kurz als „Vorgelege“ und wendet dafür vorzugsweise Zahnräderwerke, seltener Reibräder an, entweder allein oder in Verbindung mit losen Rollen und Flaschenzügen. — Für besonders gedrängte Konstruktionen kommen Schnecken- und Schraubentriebwerke in Betracht.

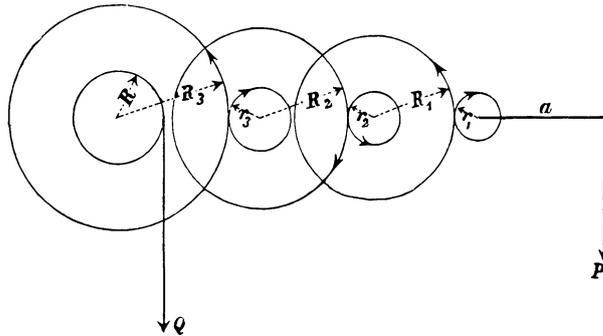


Fig. 141.

Bezeichnet man, wie in Fig. 141, die treibende Kraft mit  $P$ , die Last mit  $Q$ , den Kurbelarm mit  $a$ , den Lastarm mit  $R$ , die Halbmesser der kleinen Triebräder der einzelnen Vorlegewellen mit  $r_1, r_2, r_3$  u. s. f., und schliesslich die Halbmesser der grösseren Räder mit  $R_1, R_2$  und  $R_3$ , so besteht die Bedingungsgleichung

$$\frac{Pa}{QR} = \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{R_3} \cdot \dots \quad \dots \quad 156.$$

Bei Zahnrädern verhalten sich die Theilkreishalbmesser wie die Zähnezahlen, und man kann die vorstehende Gleichung daher auch schreiben

$$\frac{Pa}{QR} = \frac{z_1}{Z_1} \cdot \frac{z_2}{Z_2} \cdot \frac{z_3}{Z_3} \cdot \dots \quad \dots \quad 157.$$

wenn  $z_1, z_2, z_3$  die Zähnezahlen der kleinen Vorgelegeräder und  $Z_1, Z_2, Z_3$  die der zugehörigen grösseren Räder angeben.

Hiernach lässt sich ein gegebenes Umsetzungsverhältniss zwischen Kraft- und Lastmoment durch Einschalten von Vorgelegen in eine beliebige Anzahl kleinerer Zwischenumsetzungen auflösen, falls man die Räderpaare der Vor-

gelege so wählt, dass das Produkt aus den Umsetzungsverhältnissen der einzelnen miteinander in Eingriff stehenden Räder gleich dem gegebenen Gesamtumsetzungsverhältniss zwischen Kraft- und Lastmoment ist.

Hat man beispielsweise

$$\frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{1}{32,4} \sim \frac{1}{32},$$

so lässt sich  $\frac{1}{32}$  zerlegen in  $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{8}$  also ein Doppelvorgelege verwenden, dessen Räderpaare die Übersetzungen 1:4 und 1:8 liefern.

Für starke Übersetzungen mittelst eines Räderpaares erhält man sowohl unbequem grosse Abmessungen für das grössere von beiden Rädern, wie ungünstige Zahneingriffverhältnisse und sehr ungleichmässigen Verschleiss, da die Zähne des kleineren Rades  $n$ mal so oft zum Angriff gelangen, wie die des grösseren, wenn die Übersetzung 1: $n$  ist.

Man geht daher selbst bei Handwinden mit der Einzelübersetzung nicht gern über 1:8 hinaus, ausnahmsweise findet man 1:10. Für Dampfwinden und elektrischen Betrieb ist 1:6 im allgemeinen als obere Grenze anzunehmen. Nur in ganz besonderen Fällen findet man auch bei elektrischen Hafenkranen Übersetzungen bis 1:10 mit Stahlritzel, um das Räderwerk auf ein Vorgelege zu beschränken. Wenn Doppelvorgelege nothwendig werden, wählt man die zweite Übersetzung womöglich kleiner, als die erste.

Falls das Verhältniss des Kraftmomentes zum Lastmoment 1:32 übersteigt, geht man bei Handwinden im allgemeinen zur Anordnung dreifacher Vorgelege über, pflegt aber meist als drittes Vorgelege zunächst eine lose Rolle einzuschalten, mit der dann einem Gesamtübersetzungsverhältniss von 1:64 genügt werden kann.

Falls  $\frac{Pa}{QB} > \frac{1}{64}$  wird, schreitet man meist zur Anwendung dreifacher Rädervorgelege in Verbindung mit einer losen Rolle oder mit einem Flaschenzuge. Bei beschränkten Raumverhältnissen sind die gewöhnlichen Zahnräder durch Schneckentriebwerke zu ersetzen, welche Übersetzungen von 1:40 und darüber zulassen.

Beim Entwerfen ist stets von der Wahl der Zähnezahlen für die kleineren Zahnräder, die Ritzel, auszugehen und die kleinste Zähnezahl um so grösser zu wählen, je anhaltender und lebhafter der Betrieb ist, um die Dauer der Zahnformen durch verhältnissmässig günstige Eingriffverhältnisse genügend zu sichern. Deshalb findet man für gewöhnliche Handwinden die kleinste Zähnezahl

$$z \geq 10$$

und nur bei den Ausnahmskonstruktionen von Zahnstangenwinden  $z = 4$  zu Gunsten der gedrängten Bauweise auf Kosten der Lebensdauer beschränkt.

Für schnellarbeitende Winden mit Motorbetrieb ist  $z \geq 14$  bis  $z = 20$  üblich. Die Übersetzungsverhältnisse sind möglichst einfach zu wählen: 1:2, 1:3, 1:4 u. s. f., nur gezwungen 2:3, 2:5 . . . , 3:5, 3:7 u. s. f. Hierauf ist besonders hinzuweisen, weil sich gerade im Windenbau, im Gegensatz zu den Erfahrungen mit Triebwerken grosser Motorenvorgelege, vielfach die unrichtige Anschauung erhalten hat, dass möglichst seltene Wiederkehr des Eingriffes derselben Zähne besonders günstig sei, und sich daher häufig Übersetzungen, wie 12:33 statt 12:36 u. s. f. finden.

Gabelung der Vorgelege: Mehrfach wird die letzte Vorgelegewelle an beiden Enden mit Ritzeln ausgerüstet, um durch den Eingriff der zugehörigen Stirnräder der Arbeitswelle die Kraftübertragung auf diese in zwei auseinanderliegenden Punkten gleichmässig zu vermitteln und jedes der beiden Räderpaare nur mit der Hälfte des Gesamtwiderstandes zu be-

lasten. Ganz allgemein findet sich diese Anordnung für die Fahrwerke der Laufkrahne, wo zwei gegenüberliegende Laufräder gleichzeitig angetrieben werden müssen, um die Krahn Bühne zwangweise parallel mit sich selbst fortzubewegen, und eckenden Lauf auf der Fahrbahn möglichst zu vermeiden. Auch bei Laufkatzen sprechen dieselben Gründe bisweilen für eine ähnliche Bauart, wenn auch weniger häufig, weil hier die geringe Spurweite im allgemeinen die Anwendung einfacher Räderpaare gestattet. Andererseits liefert der doppelseitige Antrieb schwerbelasteter Windentrommeln ein Beispiel, wo die Kraftvertheilung nur der Absicht entspringt, den Zahndruck, der im letzten Vorgelege am grössten ist, auf zwei Räderpaare zu vertheilen.

In den angeführten Beispielen und ähnlichen Fällen empfiehlt es sich, die Arbeitswelle in zwei getrennt gelagerte Hälften zu zerlegen, um Klemmungen zu vermeiden, die sonst wegen des beiderseitig starren Eingriffs leicht eintreten, wenn die Räderpaare nicht mathematisch genau übereinstimmend aufgekeilt oder selbst nur geringe Ungenauigkeiten in der Theilung vorhanden sind. Für die Krahnfahrwerke, vor allem die der Bühne, führt auch die grosse Spannweite schon auf eine derartige Lösung der Aufgabe, weil man dadurch kurze Laufachsen erhält. Bei Windentrommeln theilt man die Trommel, verwendet also zwei statt einer, und treibt jede durch einen der beiden Vorgelegezweige an, indem man gleichzeitig die für schwere Winden besonders geeigneten Zwillingssrollenzüge zur Vertheilung der Last auf eine grössere Zahl von Seilsträngen benutzt und die Seilenden durch die beiden Trommeln gleichzeitig aufwindet.

Ein anderes Mittel zur vollkommen gleichen und selbstthätigen Vertheilung der Kraft in den ersten, dem Motor am nächsten liegenden Vorgelegen bieten die später in dem Kapitel „Schnecke und Schneckenrad“ beschriebenen Ausführungen mit Zwillingsschnecken, wo es von Vortheil ist, diese sehr rasch laufenden Triebwerke mässig zu belasten und deshalb die Gabelung des Vorgeleges schon am Motor vorgenommen wird.

Im allgemeinen befolgt man den Grundsatz, die einzelnen Übersetzungen verschieden gross zu wählen und die Vorgelege der Reihe nach so abzustufen, dass die grösste Übersetzung zwischen den Wellen mit der kleinsten Umlaufzahl angeordnet wird, bei Winden also an der Trommel liegt, während die kleinste Übersetzung zwischen den schnellsten Wellen — an der Handkurbel oder am Motor — untergebracht zu werden pflegt, um die Zähne der Ritzel, welche im Verhältniss der Übersetzung häufiger zum Angriff gelangen, als die des angetriebenen, eingreifenden grösseren Rades, andererseits durch Beschränkung der Umlaufzahl des Ritzels möglichst zu schonen. Abweichend hiervon findet man nicht selten bei elektrischem Betrieb die umgekehrte Reihenfolge, und zwar, wenn Schneckengetriebe vorhanden sind, stets, sonst aber besonders dann, wenn Motoren mit unmittelbar angebautem ersten Stirnrädervorgelege verwendet werden, welche die elektrotechnischen Fabriken bereits fertig montirt mit dem Motor zusammen liefern.

Der Grund hierfür ist darin zu suchen, dass sich Schneckengetriebe mit hoher Umlaufzahl besser als mit geringer bewähren und ausserdem höhere Wirkungsgrade und kleinere Abmessungen liefern, und dass für angebaute Stirnrädervorgelege der durch die Motorabmessungen festgelegte Abstand zwischen Ankerachse und äusseren, am Gestell angegossenen Vorgelegelagern, selbst bei reichlicher Zähnezahls des Antriebritzels für Übersetzungen von 1:4 bis 1:6 ausreicht und, nur für kleinere Übersetzungen ausgenutzt, entweder zur Wahl verschwenderisch grosser Zähnezahlen oder ungünstig starker Theilung führt, während eine starke Übersetzung am Motor der

gedrängten Bauart der ganzen Winde durch Beschränkung des Raumbedarfes für die übrigen, dementsprechend kleiner ausfallenden weiteren Vorgelege zu gute kommt und durch die gleich anfangs stark herabgesetzte Umlaufzahl für die nachfolgenden Räder weniger sorgfältige Lagerung und Bearbeitung der Zähne verlangt.

In solchen Fällen muss dafür in der Genauigkeitsarbeit des Motorvorgeleges, in der Wahl vorzüglichen Materials, zuverlässiger Schmierung und genügend kleinen Flächendruckes zwischen den Getrieben ein entsprechender Ausgleich herbeigeführt werden.

### b. Ausrückbares Doppelvorgelege.

In den meisten Fällen wechseln die Lastgrössen, welche mit derselben Winde zu heben sind, sehr beträchtlich, und es ist erwünscht, die Rädergetriebe so anzuordnen, dass für kleinere Lasten auch entsprechend kleinere Übersetzungen benutzt werden können.

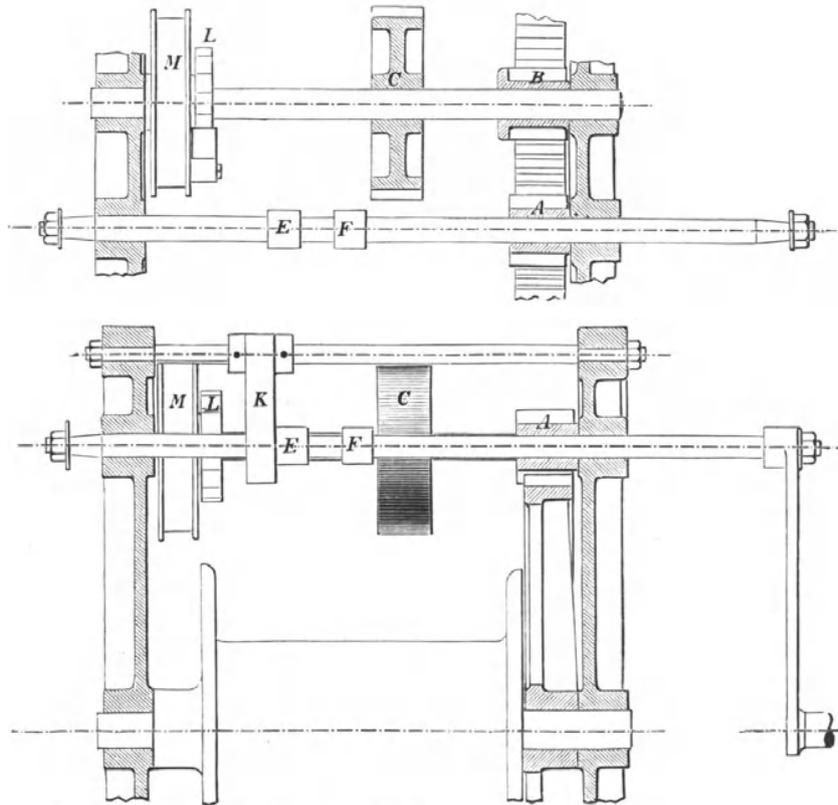


Fig. 142 u. 143. 1 : 10.

Erfordert die grösste Last ein doppeltes Vorgelege, während die am häufigsten zu hebenden kleineren Lasten sich mit einem einfachen Vorgelege bewältigen lassen, so sind die beiden verschiedenen Fälle dadurch in der Konstruktion zu berücksichtigen, dass man das zweite der beiden Vorgelege ausschaltbar einrichtet, um die Trommelwelle nur beim Heben grösserer Lasten mit eingerücktem Zwischenvorgelege in Thätigkeit zu setzen, während das Triebrad der Kurbelwelle zum Aufwinden kleinerer Lasten unmittelbar in das Trommelrad eingreift. Fig. 142 und 143, liefern hierfür ein Beispiel.

Die Kurbelwelle ist in ihren Lagern in der Achsenrichtung verschiebbar; ihr Triebrad *A* kann demnach entweder, wie in der Zeichnung, mit dem Trommelrade in Eingriff stehen oder durch seitliche Verschiebung in das Rad *C* der zweiten Vorgelegewelle eingerückt werden. Im ersten Falle arbeitet die Winde mit einfachem Vorgelege. Die zweite Vorgelegewelle läuft zwar, infolge des gleichzeitigen Eingriffs ihres Triebrades *B* in das Trommelrad, mit um, ist aber von der Kraftübertragung ausgeschlossen. Im zweiten Falle arbeitet die Winde mit doppeltem Vorgelege, indem zunächst das Triebrad *A* seinen Umfangsdruck auf das Rad *C* der zweiten Vorgelegewelle abgibt, und die Bewegung dieser Welle sich durch das Triebrad *B* auf die Trommelwelle fortpflanzt. Beträgt das Gewicht der durchschnittlich zu hebenden kleineren Lasten  $1:n$  der grössten Last, so ist das Umsetzungsverhältniss für das Räderpaar *AC* gleich  $1:n$  zu wählen, um auch beim Ausschalten des zweiten Vorgeleges für Handbetrieb den Kurbeldruck zum Aufwinden der kleineren Lasten bis zur zulässigen Grenze auszunutzen. Hierbei erhalten alle Räder gleiche Theilung.

Häufig lässt sich mit Rücksicht auf andere Konstruktionstheile das Stirnrad *C* nur in grösserer Entfernung vom Trommelrade auf der entgegengesetzten Gerüstseite unterbringen. Dann ist die Kurbelwelle mit zwei Ritzeln auszurüsten, von denen das eine in der Nachbarschaft des Trommelzahnrades, das andere in der Nähe des Vorgelegestirnrades *C* derart aufgekeilt wird, dass je nach der Verschiebung das eine oder das andere Stirnräderpaar zum Eingriff gelangt, während man das andere ausrückt. Durch diese vollständige Trennung der beiden Räderpaare wird für sie die Wahl verschiedener Theilungen freigegeben.

Je nachdem man das zweite Vorgelege ein- oder ausschaltet, ist die Kurbelwelle zum Aufwinden in entgegengesetzten Richtungen anzutreiben, weil sich beim Arbeiten mit einfachem Vorgelege die Trommelwelle umgekehrt wie die Kurbelwelle dreht, bei Benutzung beider Vorgelege dagegen der Drehsinn der Kurbelwelle durch den doppelten Rädereingriff zweimal umgekehrt wird, und daraus für Kurbel- und Trommelwelle gleicher Drehsinn folgt. Die zweite Vorgelegewelle läuft stets entgegengesetzt wie die Trommelwelle und ändert ihren Drehsinn nur zwischen Lastaufwinden und Lastsenken, gleichgültig, ob sie Kraft überträgt oder leer geht.

Die Mittelpunkte der Trommelwelle und der beiden Vorgelegewellen liegen in den Eckpunkten eines Dreiecks, dessen Seiten die Summen der Theilkreishalbmesser, d. h. die gemeinschaftlichen Centralen der miteinander in Eingriff tretenden Räder bilden, und sind hiernach nöthigenfalls durch Drehen des Dreiecks leicht in sonst passende Lage zu bringen.

Die Kurbelwelle wird in den verschiedenen Stellungen durch eine Überfallklaue *K* gesichert, die im vorliegenden Falle auf einer Spannstange des Windengerüsts drehbar befestigt ist und vor oder zwischen die Bunde *E* und *F* der Kurbelwelle eingreift. In der gezeichneten Lage sichert die Klaue den direkten Eingriff des Kurbelwellenritzels *A* mit dem Trommelrade dadurch, dass sie hinter dem linken Wellenpunkt *E* eingreift, und das Triebrad *A* rechts gegen das Lagerauge des Windengestells anläuft. Wird die Welle dagegen ganz nach links verschoben, um die Räder *A* und *C* miteinander arbeiten zu lassen, so legt sich die Nabe der rechten Kurbel aussen gegen das Lagerauge, während die Klaue rechts vor dem Wellenbund *F* einfällt. Wenn die Klaue zwischen den beiden Wellenbunden *E* und *F* liegt, befindet sich die Kurbelwelle ganz ausser Eingriff mit dem übrigen Triebwerk und nimmt beim Senken der Last an dem Rücklauf keinen Antheil. Diese besondere Anordnung, wie überhaupt jede derartige Verschiebbarkeit der Kurbelwelle zum Ein- und Ausschalten verschiedener Vorgelege, setzt voraus, dass das Sperr- und Bremswerk für die Winde auf

der zweiten nicht ausrückbaren Vorgelegewelle oder auf der Lastwelle selbst sitzen, um die angehobene Last jederzeit frei schwebend zu halten und bei ausgeschalteter stillstehender Kurbelwelle mit der Bremse senken zu können.



Fig. 144. 1 : 5.

In der Figur ist das Sperr- und Bremswerk durch die Scheiben *M* und *L* angedeutet. Die Überfallklaue ist in Fig. 144 nochmals gesondert in der Seitenansicht gezeichnet.

**c. Doppelvorgelege mit Wechselrädern.**

Erfordern schon die durchschnittlich zu hebenden kleineren Lasten, ebenso wie die grösste Last doppelte Vorgelege, so lassen sich verschiedene Umsetzungsverhältnisse für die hauptsächlich in Betracht kommenden verschiedenen Lastgrenzen durch Wechselräderpaare auf den Vorgelegewellen erreichen. Diesen Fall veranschaulicht Fig. 145. Auch hier ist die Kurbelwelle in ihrer Achsenrichtung verschiebbar, und die zweite Vorgelegewelle wird demnach entweder, wie in der gezeichneten Stellung, durch den Eingriff der Räder *A* und *B* angetrieben oder durch den Eingriff der Räder *C* und *D* in Thätigkeit gesetzt, wenn man die Kurbelwelle nach links verschiebt.

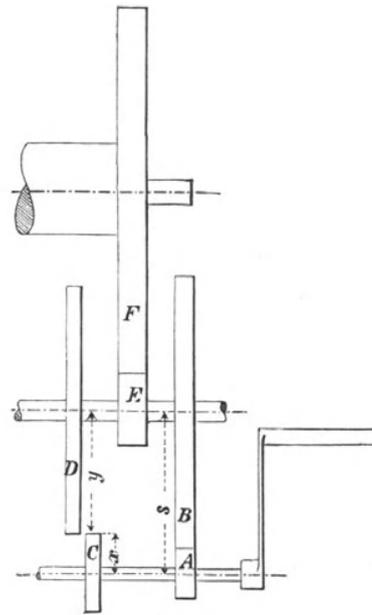


Fig. 145.

Für den Entwurf sind zunächst die Umsetzungsverhältnisse des doppelten Vorgeleges für die grösste Last zu bestimmen, d. h. die Räderpaare *AB* und *EF*; alsdann erfolgt die Berechnung des Wechselräderpaares *CD* mit Rücksicht auf die zu hebenden mittleren Durchschnittslasten.

Bezeichnet

$\varphi_1$  das Umsetzungsverhältniss des Räderpaares *AB*,

$\varphi_2$  das Umsetzungsverhältniss des Räderpaares *CD*,

$\frac{1}{n}$  das Verhältniss der mittleren Last zur grössten,

so ist die Bedingung zu erfüllen

$$\varphi_2 = n \varphi_1 \quad \dots \dots \dots 158.$$

Bezeichnet *x* den Theilkreishalbmesser des Rades *C*,

*y* " " " " " " *D*,

*s* den Abstand der beiden Vorgelegewellen,

und ist durch die Annahmen für die Räder *A* und *B* die Entfernung *s* der beiden Vorgelegewellen, d. h. die Summe der Theilkreishalbmesser der Wechselräder *CD* bereits bestimmt, so gelten folgende Gleichungen:

$$\frac{x}{y} = \varphi_2 = n \varphi_1 \quad \text{und} \quad x + y = s,$$

mithin, da alsdann auch  $s = y \left( \frac{x}{y} + 1 \right)$  sein muss,

$$y = \frac{s}{1+n\varphi_1} \text{ und } x = \frac{sn\varphi_1}{1+n\varphi_1} \dots \dots \dots 159.$$

Wenn beispielsweise  $s = 540$  mm,  $\varphi_1 = 1:8$ ,  $n = 2$  ist,

folgt aus Gleichung 159  $y = \frac{540}{1+\frac{2}{8}} = 432$  mm und  $x = \frac{540}{1+\frac{2}{8}} \cdot \frac{2}{8} = 108$  mm.

Hierbei kann jedes Räderpaar für die zugehörige grösste Beanspruchung mit gesonderter Theilung ausgeführt werden, da jedes Triebrad nur in ein bestimmtes Gegenrad eingreift. Der Drehsinn der einzelnen Wellen bleibt für eine bestimmte Lastbewegungsrichtung unverändert, gleichgültig welches von beiden Wechselrädern eingeschaltet wird, und ist nur für das Lastaufwinden und Lastsenken entgegengesetzt.

Zum Feststellen der verschiebbaren Kurbelwelle dient eine Überfallklau. Es bleibt auch hier zu beachten, dass Sperr- und Bremswerke unter keinen Umständen auf der Kurbelwelle selbst, sondern nur auf einer festgelagerten Welle unterzubringen sind.

**d. Dreifache Zahnradervorgelege mit Übersetzungswechsel.**

**Winde von Tangye Brothers und Bauwinde von Piechatzek & Lüders für 10000 kg.**

Der Forderung, Winden mit dreifachem Zahnradervorgelege für verschiedene Laststufen mit auswechselbaren Übersetzungen einzurichten, kann in verschiedener Weise genügt werden. Die einfachste, allerdings nur für Handbetrieb benutzbare Lösung ergibt sich, wenn man jede der drei Vorgelegewellen zum Aufsetzen der Kurbeln mit entsprechenden Endzapfen versehen, wie dies in Fig. 146, S. 154, für eine von Tangye Brothers ausgeführte Winde angedeutet ist. Alle Wellen sind hierbei fest gelagert, und die Winde wird durch Versetzen der Kurbeln je nach Bedürfniss mit einfachem, doppeltem oder mit dreifachem Vorgelege in Thätigkeit gesetzt.

Piechatzek & Lüders haben bei ihren Bauwinden für das Reichstagsgebäude in Berlin, Fig. 147 u. 148, S. 155, die für 10000 kg Last und 40 m Förderhöhe bestimmt sind, das dreifache Zahnradervorgelege durch Verschiebbarkeit der Kurbelwelle drei verschiedenen Laststufen angepasst.

In Fig. 148 ist die Kurbelwelle aus ihrer wahren Lage um die zweite Vorgelegewelle gedreht und in die Zeichenebene herumgeklappt, um die Vertheilung der Räder deutlicher übersehen zu können, während die Stirnansicht, Fig. 147, die wirkliche Lage der Wellen und die sich berührenden Theilkreise erkennen lässt.

Je nach der Verschiebungslage der Kurbelwelle arbeitet die Winde für die grössten und für die mittleren Lasten mit dreifachem Vorgelege, aber mit zwei verschiedenen Übersetzungsverhältnissen, für die kleineren Lasten dagegen nur mit Doppelvorgelege, abgesehen von der losen Rolle, die für alle drei Fälle in das Lastdrahtseil eingehängt ist.

In der gezeichneten Stellung für die grössten Lasten befinden sich die Räderpaare *AB*, *CD* und *EF* mit der Gesamtübersetzung

$$\frac{16}{64} \cdot \frac{14}{58} \cdot \frac{14}{85} \sim \frac{1}{100}$$

im Eingriff. Verschiebt man die Welle nach rechts und legt die Stellfalle zwischen die beiden ersten Wellenbunde ein, so wird die Kurbelwelle hierdurch zum Senken der Last ganz ausgeschaltet. In der vorliegenden Ausführung ist das Stirnrad *B* gleichzeitig als Bremsrad ausgenutzt und zu dem

Zweck innen ausgedreht. Zum Bremsen dient eine gusseiserne Backe, die durch den Bremshebel mittelst eines in der Zeichnung nicht dargestellten Kniehebelwerkes gegen die Innenfläche des Radkranzes angepresst wird.

Die weitere Verschiebung der Kurbelwelle nach rechts bis zum Eingriff der Falle zwischen dem zweiten und dritten Wellenbund bringt die Räder  $G$

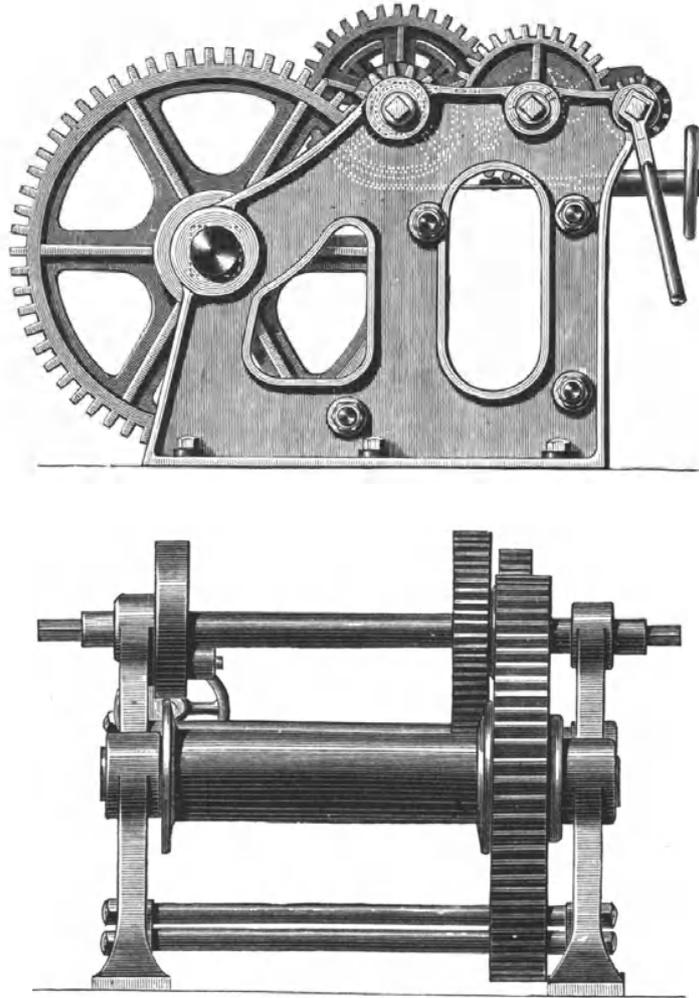


Fig. 146.

und  $H$  zum Eingriff, und demnach treten für mittlere Lasten die Räderpaare  $GH$ ,  $CD$  und  $EF$  mit der Übersetzung

$$\frac{26}{54} \cdot \frac{14}{58} \cdot \frac{14}{85} \sim \frac{1}{52}$$

in Wirksamkeit.

Durch Verschieben der Kurbelwelle in die äusserste Lage nach rechts gelangt das Räderpaar  $GH$  ausser Eingriff, während gleichzeitig  $J$  und  $D$  ineinander geschoben werden. Zur Beurtheilung dieser Verhältnisse ist das oben über die wahre Lage der Räder und die Art der Darstellung in Fig. 148 Gesagte zu berücksichtigen.

Der Verzicht auf eine wirkungslose Zwischenlage der Welle zwischen dem vollständigen Ausrücken der Räder  $GH$  und dem Beginn des Ein-

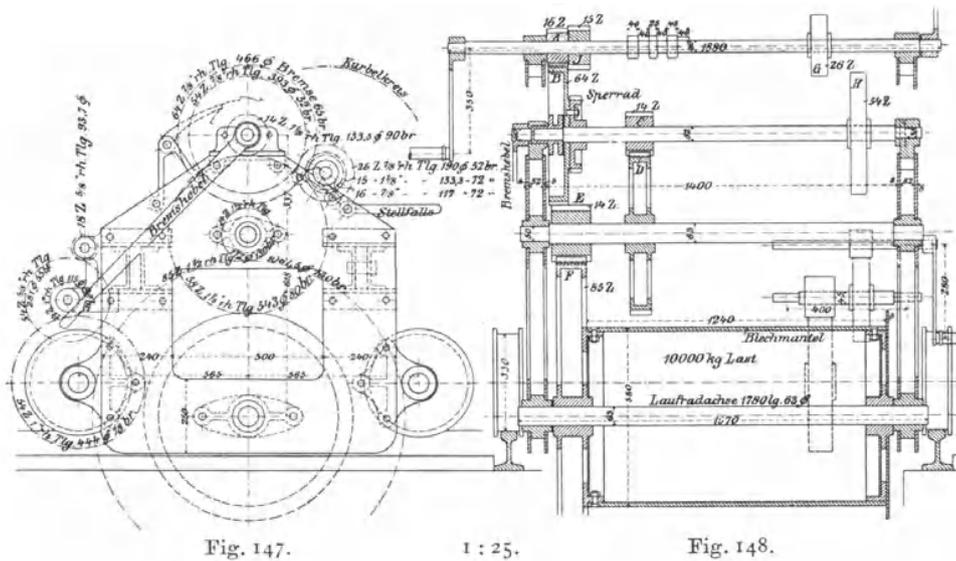
rückens von *J* und *D* beschränkt zwar die erforderliche Gesamtverschiebungslänge der Kurbelwelle, gestattet aber den letzten Vorgelegewechsel nur bei bestimmten Kurbelstellungen. Will man diese Beschränkung nicht zulassen, so ist das Räderpaar *C* und *D* weiter nach rechts zu versetzen, und die Kurbelwelle hierfür zu verlängern und zu verstärken.

In der in Rede stehenden letzten Stellung des Triebwerkes arbeitet die Winde mit den Räderpaaren *JD* und *EF* und der Übersetzung

$$\frac{15}{58} \cdot \frac{14}{85} \sim \frac{1}{23}$$

Die in der Ausführung vorgesehenen Kraftstufen entsprechen nach dem Vorstehenden angenähert dem Verhältniss 1 : 2 : 4.

Die im einzelnen gewählten Übersetzungen sind vielleicht durch die Rücksicht auf zufällig vorhandene Modelle beeinflusst. Bei freier Ver-



fügung sind jedenfalls Räderwerke mit den sehr naheliegenden ganz einfachen Zahlenverhältnissen für die drei verschiedenen Übersetzungen besser, nämlich:

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{96} \quad \text{statt} \quad \frac{16}{64} \cdot \frac{14}{58} \cdot \frac{14}{85} \sim \frac{1}{100}$$

ferner

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{48} \quad \text{statt} \quad \frac{26}{54} \cdot \frac{14}{58} \cdot \frac{14}{85} \sim \frac{1}{52}$$

und schliesslich

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{6} = \frac{1}{24} \quad \text{statt} \quad \frac{15}{58} \cdot \frac{14}{85} \sim \frac{1}{23}$$

Eine geringe und durchaus statthafte Vergrößerung des Kurbelarmes über die gewählte Länge von 350 mm würde auch bei diesen Verhältnissen den erforderlichen Kurbeldruck für die grössten und mittleren Lasten in denselben Grenzen, wie bei der vorliegenden Ausführung gehalten haben.

Das Eigengewicht der Winde ist durch Blechwangen und durch Stahlgussräder möglichst beschränkt und aus demselben Grunde auch der Trommelmantel aus einem Blechcylinder hergestellt, um die Winde selbst leichter auf das Gerüst schaffen zu können und dieses weniger zu belasten.

### e. Wechselrädertriebwerke mit Umsteuerkupplung.

Sollen Wechselräder während des Ganges der Winde zum Steigern oder Abschwächen der Geschwindigkeit umgesteuert werden — eine Forderung, die hauptsächlich bei lebhaft betriebenen Krahnern und Aufzügen auftritt —, so verbindet man sie mit Reib- oder Bürstenkupplungen. Die Wechselzahnradpaare werden in diesem Falle mit dauerndem gegenseitigen Eingriff eingebaut, aber ihre Antriebräder zwischen Stellringen oder Bündeln lose auf der laufenden Motor- oder Transmissionswelle angeordnet und nach Bedarf durch eine zwischenliegende, in Feder und Nuth verschiebbare Zwillingkupplung mit der Welle vereinigt, deren Gegenkupplungshälften an den Stirnflächen der losen Räder sitzen.\*) Die Konstruktionen entsprechen inbezug auf den Bau der Kupplungen den nachstehend, S. 158 u. f. beschriebenen Wendegetrieben mit Kegelzahnradern. Im übrigen ist bei solchen Entwürfen darauf zu achten, dass schwebende Lasten nicht während der wirkungslosen Mittellage des Wechselrädertriebwerkes oder durch langsames und unvollkommenes Umsteuern frei abstürzen können. Deshalb sind gleichzeitig Sperrwerke oder Sicherheitsbremsen anzuwenden und zwischen dem Wechselgetriebe und der Lasttrommel einzubauen. Verzichtet man auf selbstsperrende Triebwerke wegen ihrer Arbeitsverluste, so gewähren im vorliegenden Fall nur selbstthätige Sicherheitsbremsen einen vollkommenen Schutz gegen die Gefahr freien Laststurzes bei unvorsichtigem Umsteuern. Gesteuerte Bremsen müssen zum Festhalten der Last gleichzeitig mit dem Wechselgetriebe umgesteuert werden, um den Antrieb rechtzeitig frei zu geben. Hierbei treten durch toten Gang im Gestänge Zwischenlagen ein, in denen die Bremse bereits gelüftet ist, während die Wechselgetriebe- kupplung noch nicht fest eingreift. Sie bedürfen also noch einer Ergänzung durch selbstthätige Bremsen, die erst den Betrieb sicher gestalten.

Die selbstthätigen Bremsen zerfallen, wie wir später sehen werden, in zwei Gruppen, von denen die einen, die Senksperrbremsen mit und ohne Lüftspiel, den freien Rücklauf vollkommen verhindern und das Lastsenken nur durch eine äussere Antriebskraft gestatten, die den Überschuss des Bremswiderstandes überwindet. Die zweite Gruppe giebt den selbstthätigen Lastrücklauf frei, begrenzt aber seine Geschwindigkeit. Ihre Wirkung ist bei Beginn des Rücklaufs null und steigert sich, unter sonst gleichen Verhältnissen, mit zunehmender Geschwindigkeit, gleichgültig, ob die Bremsarbeit durch die Centrifugalkraft von Gewichtsmassen geleistet wird, wie bei den Schleuderbremsen, oder ob die Zunahme der Druckhöhenverluste eines gedrosselten Wasserstrahles bei gesteigerter Ausflussgeschwindigkeit den Bremswiderstand leistet, wie bei hydraulischen Hebezeugen, oder ob der Rücktrieb eines Elektromotors als Bremse für die sinkende Last ausgenutzt wird. Die Vor- und Nachtheile der verschiedenen Bremsen sind später eingehend besprochen.

Die Wichtigkeit der Aufgabe, Hebemaschinen innerhalb weiter Grenzen mit wechselnder Geschwindigkeit arbeiten zu lassen, ist bereits in der Einleitung S. 4 bis 8 angedeutet. Die vorstehenden Hinweise zeigen, dass die gleichzeitige Forderung vollkommener Betriebsicherheit, ohne die später zu erörternden Hilfsmittel des elektrischen Betriebes, eine befriedigende Lösung erheblich erschwert. Im Hinblick hierauf verdient die nachstehende Konstruktion Beachtung.\*\*)

\*) Verzichtet man auf den Wechsel während des Ganges, so sind bei sonst ähnlicher Anordnung Klauenkupplungen verwendbar. Vergl. die später besprochene Dampfwinde von Emmerson, Walker & Co., ferner Taf. 55, Fig. 3.

\*\*\*) Vergl. das Kapitel der Einleitung über die Vorgänge in den Triebwerken während der Anlaufperiode, S. 4.

### f. Geschwindigkeitsabstufungen mit Wechselrädernpaaren und loser Lastrolle.

D. R. P. 59 464. \*)

E. Becker hängt für wechselnde Hubgeschwindigkeiten die Last an einer losen Rolle auf und führt die Kettenschlinge über zwei Trommeln oder Daumenrollen *A* und *B*, Fig. 149, die rechts- oder linksläufig mit gleichen oder verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten  $2v_a$  und  $2v_b$  durch Reibwendegetrieberäder oder durch Wendegetriebekupplungen mit Zahnrädern in Thätigkeit gesetzt werden können. Die vier verschiedenen Antriebsarten liefern, je nachdem man die Kettennuss *A* oder *B* allein oder beide gemeinschaftlich, entweder gleichsinnig oder entgegengesetzt dreht, vier Lasthubgeschwindigkeiten

$$v_a, v_b, v_a + v_b, v_a - v_b.$$

Setzt man das eine der beiden Kettenräder, z. B. *A*, durch ein auswechselbares Doppelvorgelege mit der Geschwindigkeit  $2v'_a$  oder  $2v''_a$  in Thätigkeit, so erhält man bei getrennter oder gleichsinniger Umdrehung 5 Stufen:

$$v'_a, v''_a, v_b, v'_a + v_b, v''_a + v_b,$$

und kann die Zahl durch gleiche Veränderlichkeit für *B* und verschiedenen Drehsinn noch erheblich weiter steigern. Praktisch zieht die gleichzeitige Verwicklung der Getriebe- und Steueranordnung engere Grenzen. Im allgemeinen begnügt man sich mit 2 Stufen und geht höchstens bis auf 5, weil sich im übrigen, vorzüglich mit Hauptstrommotoren, die ohne Schwierigkeiten Geschwindigkeitsregulirungen in den Grenzen 1:3 und auch noch bis 1:4 zulassen, dann auf einfachere Weise ein Mittel bietet, durch Vereinigung der mechanischen und elektrischen Abstufung sehr weit auseinander liegende Geschwindigkeiten in den Grenzen 1:15 in stetiger Aufeinanderfolge zu erzielen. Ein Beispiel der zweistufigen Ausführung liefert der später beschriebene Nietlaufkrahnen von Becker mit elektrischer Steuerung des mechanischen Wechselgetriebes, Taf. 58. In den meisten Fällen kommt man mit der elektrischen Abstufung allein aus, welche für Grenzen zwischen 1 bis 4 die einfachste Lösung der Aufgabe liefert.

Im Krahnenbetrieb kann der Wechsel der Kombinationen in ganz beliebiger Aufeinanderfolge eintreten. Die Kette ist daher für diesen Fall in Form einer geschlossenen Schlinge, wie in der Fig. 149 angedeutet, anzuwenden, um ihren Eingriff mit den Daumenrädern beim willkürlichen Hin- und Herwandern ständig aufrecht zu erhalten und lästiges Umsteuern an den sonst auftretenden Hubgrenzen zu vermeiden.

### g. Wendegetriebe.

Einmotorenkrahnen ohne Umkehrsteuerung der Betriebsmaschine für Vor- und Rücklauf verlangen besondere Wendegetriebe für die Fahr- und Schwenkwerke, da jede der drei Hauptbewegungen in bezug auf ihre Richtung unabhängig von der anderen bleiben muss. Bei schweren Winden mit

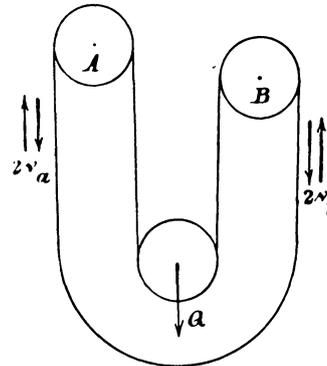


Fig. 149.

\*) Neues Verfahren zum Wechseln der Hubgeschwindigkeit von Lasten an loser Rolle von E. Becker jr., Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 705. Der Aufsatz enthält eine Reihe werthvoller Betrachtungen über die Antriebsverhältnisse bei Winden.

mehrfachen Vorgelegen verhindern im allgemeinen die Triebwerkwiderstände den selbstthätigen Rücklauf innerhalb der unteren Belastungsgrenzen, so dass in solchen Fällen auch die Lastwinde mit einem Kehrtriebwerk auszurüsten ist, um den leeren Haken oder kleine Lasten genügend schnell zu senken. Ebenso sind die Betriebsmaschinen der Aufzüge bei theilweiser Ausgleichung der Nutzlast mit mechanischen Wendegetrieben auszurüsten, wenn der Motor selbst keine Umsteuerung besitzt.

#### **α. Wendegetriebe mit offenem und gekreuztem Riemen.**

Die bekannten Wendegetriebe mit offenem und gekreuztem Riemen lassen sich nur bei ausreichendem Platz für den Riemenbetrieb anwenden. An Stelle der älteren, bei Drehbänken noch fast allgemein verbreiteten Anordnung gemeinsamer und gleichzeitiger Umsteuerung beider Riemen ist die von Sellers eingeführte getrennte Riemenverschiebung vorzuziehen, weil hierbei die losen Scheiben halb so breit ausfallen, wie sonst, der Verschiebungsweg auf die Riemenbreite beschränkt bleibt, und gleichzeitig jeder Riemen nur halb so oft zu verschieben ist, wie bei gleichzeitiger Umsteuerung. Ausführungsbeispiele für die getrennte Riemenverschiebung finden sich in dem Abschnitt über Schneckenwinden, wo die betreffenden Konstruktionen von G. Luther, Th. Lissmann und Unruh & Liebig beschrieben sind. Dort ist auch am Schluss eine Wendegetriebesteuerung für Riemenscheibenkupplungen von Unruh & Liebig mitgetheilt, die ganz ohne Riemenverschiebung arbeitet und die zugehörigen losen Scheiben statt dessen nach Bedarf durch Kuppelungschluss mit der Welle verbindet.

#### **β. Wendegetriebe mit Reibrädern.**

Bei beschränktem Platz sind statt der Riemen für parallele, weit auseinanderliegende Wellen, Kegelräder mit senkrecht zu einander gelagerten Wellen anzuwenden. Durch hohe Umlaufzahlen gewinnt man kleine Radurchmesser für die gegebene Arbeitsleistung und gelangt damit zu sehr gedrängt gebauten Triebwerken. Am einfachsten gestaltet sich die Ausführung mit Reibrädern. Man verbindet zu dem Zweck zwei Kegelreibräder, deren mathematische Spitzen in der Mitte des Radabstandes zusammenfallen, durch eine gemeinsame Schubmuffe miteinander, die in Feder und Nuth auf der Antriebswelle verschoben wird, und presst durch den Muffenhebel entweder das linke oder das rechte Rad gegen den Umfang eines senkrecht dazu gelagerten dritten Rades, das bei entgegengesetzter Anpressung auch den Antrieb in entgegengesetzter Richtung aufnimmt. Ausführungen dieser Art finden sich u. a. in dem später mitgetheilten Krahn von E. Becker für das elektrotechnische Institut in Stuttgart, Taf. 59. \*)

#### **γ. Wendegetriebe mit Zahnrädern.**

Die Wendegetriebe mit Zahnrädern werden in der Hauptsache ähnlich wie die Reibräderwendegetriebe mit drei Kegelrädern gebaut. Da auch hier hohe Umdrehungszahlen für möglichst gedrängten Bau anzuwenden sind, müssen nachgiebige Kupplungen eingeschaltet werden. Hierfür kommen Bürsten- oder Reibkupplungen in Betracht.

---

\*) Bezüglich der Eigenschaften der Reibräder und ihrer Leistung finden sich eingehendere Angaben in dem Kapitel „Reibräder“, S. 212 u. f.

**Bürstenwendegetriebe von G. Luther in Braunschweig.**

D.R.P. 66971.\*)

Fig. 2, Taf. 6, veranschaulicht ein Wendegetriebe von G. Luther mit Bürstenkupplungen. Der Antrieb der einen Kupplungshälfte wird auf die andere beim Einrücken durch das Anstreifen radial gestellter Mitnehmerkämme *M* von dachförmigem Querschnitt an den Spitzen gegenüberstehender federnd ausweichender Stahlbürsten übertragen, die aus schmalen Blechstreifen von etwas über 2 mm Dicke und 4 bis 5 mm Breite bestehen und bündelweise in gleichen Abständen wie die Kämme durch radial eingeschobene Keilzwischenlagen *K* mit doppel-T förmigem Querschnitt in der Grundscheibe der Gegenkupplungshälfte festgeklemmt sind. Im Beharrungszustand wirkt der volle Borsteneingriff als elastischer Mitnehmer. Die über die Keile nach dem Kupplungsinnern vorstehenden Bürstenenden sind durch eine Rostkittmasse aus Alabastergips und feinen Eisenfeilspänen zu einer fest zusammenhängenden Masse vereinigt, um das Auspringen einzelner Borsten aus der Keilklemmung zu verhüten. Das Einbauen und der Ersatz etwa schadhaft werdender Theile ist dadurch erleichtert, dass sowohl die Mitnehmerkämme, wie die Borstenbündel gruppenweise in einzelnen Scheibensektoren vereinigt mit den Stirnscheiben der Schubmuffe, oder mit den Radkörpern der Kegelräder verschraubt sind. Das senkrecht zu den Kehrrädern gelagerte und in der Zeichnung nur durch die Projektion seiner Kegelstumpfkreise angedeutete Zwischenrad für den Antrieb der Arbeitswelle wird rechts- oder linksläufig mitgenommen, je nachdem das rechte oder linke Kehrrad durch die in Feder und Nuth verschiebbare Einrückmuffe mit der Triebwelle gekuppelt wird, während das ausgekuppelte Kehrrad frei ohne Arbeitsübertragung mitläuft.

Um Warmlaufen und raschen Verschleiss zu verhindern, hat man stets für reichliche Schmierung zu sorgen. Das Umherschleudern und Vergeuden von Schmieröl ist durch Schutzmäntel zu verhüten. Der Einrückwiderstand belastet die Welle in achsialer Richtung nur kurz vorübergehend, weil die Kupplung im eingerückten Zustande nahezu selbstthätig geschlossen bleibt. Die vorliegende Ausführung überträgt bei 470 minutlichen Umdrehungen 6 PS. Im Hebemascinenbau haben die Bürstenkupplungen nirgends nennenswerthe Verbreitung gefunden.

**Zahnradwendegetriebe mit Reibungskupplung.**

Die früher allgemein üblichen Zahnradwendegetriebe mit einfachen Kegelreibungskupplungen sind mit dem Nachtheil behaftet, dass sie die Welle beim Einrücken und während der ganzen Dauer des Kupplungsschlusses in achsialer Richtung stark belasten und daher doppelseitige Stützlager oder starke Anlaufbunde verlangen. Man ist deshalb von den Kegelkupplungen meist zu Cylinderkupplungen übergegangen und verwendet hierbei ähnlich wie bei Kolben geschlitzte, federnde Ringe, die zum Kupplungsschluss durch Keildruck auseinander gespreizt werden.

Figur 3, Taf. 6, giebt eine Becker'sche Zahnradkupplung mit Spreizhebel für Wendegetriebe wieder, die sich an amerikanische Grundformen anlehnt.\*\*)

Die losen Kehrräder auf der Antriebswelle, von denen in der Figur nur das eine mit dem eingreifendem Kegelrade auf der Zweigwelle gezeichnet ist, sind auf der inneren Stirnseite cylindrisch zur Aufnahme der spreizbaren Kupplungsringe ausgedreht, die auf einem Tragbolzen an

\*) Das Patent bezieht sich nur auf die Befestigung der Bürsten.

\*\*) Kupplung der Hill Clutch Works in Cleveland, Ohio. Vergl. des Verfassers „Ausrückbare Kupplungen“. Julius Springer 1890, S. 131.

der fest mit der Welle verkeilt und verbohrten Mitnehmerscheibe hängen. Zwei gabelförmige Lappen an der gussstählernen Mitnehmerscheibe bilden die festen Stützarme für den Spreizhebeldrehzapfen. Der Hebel drückt mit einem Wulst auf einen losen Stahlkeil im Ringspalt und wird beim Verschieben der Schubmuffe auf der Antriebswelle durch das Auflaufen seiner Kopfrulle auf die kegelförmigen Hubflächen der Muffenenden bethätigt, während der Druckkeil infolge seiner starken Steigung 1 : 4 durch den Federdruck des gusseisernen Kupplungsringes selbstthätig zurückweicht, sobald die Muffe zurückgezogen wird, um die Kupplung zu lösen. Der Ring wird beim Aufspreizen zunächst in der Richtung des Hebeldrucks nach aussen gedrängt, gleich darauf aber auch beim weiteren Auseinanderbiegen auf der gegenüberliegenden Seite im Kupplungsumfang zum Anliegen gebracht, da der Spielraum zwischen dem Mitnehmerbolzen und dem zu-

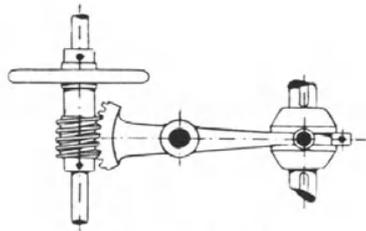


Fig. 150. 1 : 15.

gehörigen Ringloch das Ausweichen nach dieser Richtung gestattet, so dass sich der Ring allseitig anschmiegt. Zum Einrücken wird die Schubmuffe mittelst eines Schleifringes durch einen Gabelhebel gesteuert, dessen Kopf mit einem verzahnten Segment in eine Schnecke eingreift und durch die Selbstsperrung der Schnecke in jeder Lage festgehalten wird. Das Schneckengewinde, Fig. 150, ist in eine Hülse eingeschnitten, die mit einem Handrade zwischen zwei Stell-

ringen auf einer ruhenden Welle frei drehbar sitzt. Die Kehrräder sind in der Ausführung aus Rothguss hergestellt, aber auch noch mit besonderen Rothgussfuttern in den Naben ausgebucht, um Verschleiss leicht durch neue Futter beseitigen zu können.

Die Bauart des Wendegetriebes von Stuckenholz nach Fig. 4 bis 6, Taf. 6, unterscheidet sich von der vorstehenden dadurch, dass die Spreizkeile der Kupplungsringe unmittelbar in die Stirnfläche der Schubmuffe eingesetzt sind und in achsialer Richtung in den Ringspalt eindringen. Beim Zurückziehen soll sich der wieder zusammenfedernde Kupplungsring auf den eingreifenden cylindrischen Kopf der Schubmuffe legen und hierdurch von zufälligen Berührungen mit der Kupplungsfläche des ausgeschalteten Kehrrades ferngehalten werden. Gegen die Stirnflächen der Kehrräder geschraubte Abstreifringe halten den Kupplungsring im Kehrrade zurück, der sonst der achsialen Verschiebung der Muffe folgen würde. Das Wendegetriebe baut sich etwas kürzer und einfacher, als das zuerst besprochene und erscheint betriebsicherer, weil willkürliche Bewegungen loser Theile ausgeschlossen sind. Der zugehörige Steuerhebel entspricht Fig. 150.\*) Die Ausführung ist zum Übertragen von 5 PS. bei 150 minutlichen Umdrehungen bestimmt. Die mit den Zahnrädern zusammengegossenen Kupplungstrommeln werden meist aus Stahlguss hergestellt, die Ringe aus geschmiedetem Stahl, Bronze oder Gusseisen. Da die ungleichmässige Härte und unganze Stellen im Stahlguss die Gleitringe schnell zerstören, empfiehlt es sich, die Trommeln mit festen Ringen aus vollkommen gleichförmigem Material auszufüttern.

\*) Statt der Steuerhebel mit Schneckeneingriff lassen sich auch einfache Fallhebel mit oder ohne Verzahnung anwenden, die durch Belastungsgewichte selbstthätig in die Einrücklagen mit einem festbegrenzten Anpressungsdruck übergehen, sobald sie in einen oder anderen Sinne aus der Klemmfederrast für ihre Mittellage umgesteuert werden. Sie bieten den Vortheil schnellerer Handhabung und grösseren Schutz gegen unvollkommenes Umsteuern mit mangelhaftem Kupplungschluss. Vergl. die Umsteuerungen Taf. 59 u. 60.

Wendegetriebe der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Bechem & Keetman, Fig. 152, S. 162, D.R.P. 86116.

Dasselbe stimmt im wesentlichen mit der vorstehenden, weit verbreiteten Ausführung überein, weist aber die wesentliche Verbesserung auf, dass die federnden Kupplungsringe nicht nur durch den Spreizkeil auseinander gedrängt, sondern auch beim Ausrücken durch die klammerförmigen Seitenleisten des Keils  $k$  zuverlässig wieder zusammengebogen werden. Die äusseren Keilleisten greifen zu dem Zweck hinter die inneren Vorsprünge der Ringe am Schlitz. Unter diesen Verhältnissen können sogar schwach kegelförmige Kupplungsgehäuse und Ringe ohne Gefahr des Festklemmens zum Steigern der Umfangskraft verwendet werden. Die Keilform lässt sich ferner für den Doppelzweck der zwangsläufigen Ein- und Ausrückung dahin vereinfachen, dass man in die Schubplatte zwei keilförmig gegeneinander gestellte Federn einlässt, die in entsprechende Schlitze des Ringes eingreifen. In diesem Fall fräst man die Führungsslitze in den Ringen und die Schlitze zur Aufnahme der Federn in der Schubplatte in der Werkstatt gleichzeitig und erhält ohne Nacharbeiten damit sofort vollständige Übereinstimmung der zusammenarbeitenden Theile.\*)

Unter allen Umständen empfiehlt sich die Vorsicht, derartige Wendegetriebe längere Zeit mit Rübölschmierung einlaufen zu lassen, bevor sie benutzt werden. Man erreicht dadurch, wie bei den Reibrädern und Wurmgetrieben, eine sehr bedeutende mechanische Härtung und Justirung der Gleitflächen. Fehlerhafte Stücke gehen meist schon bei dieser Vorbereitung zu Grunde und werden dadurch rechtzeitig ausgeschieden.

Unter der Annahme:

dass der Durchmesser des Ringes im ungespreizten Zustande  $\sim 2$  mm kleiner, als der innere Trommeldurchmesser ist,

der halbe Keilwinkel  $\alpha$  des Schubkeils der Steigung  $\operatorname{tg} \alpha = 1/6$  entspricht,

die spezifische Pressung in den Gleitflächen im angepressten Zustande, überall gleichmässiges Anliegen vorausgesetzt, auf 10 kg für das qcm beschränkt bleibt,

$P_1$  die Spreizkraft in tangentialer Richtung zum Anlegen des Ringes,

$P_2$  die zusätzliche Spreizkraft zur Druckerzeugung zwischen den Gleitflächen,

$D$  die Einpressungskraft des Keils in der achsialen Vorschubrichtung

bezeichnet, liefert die Bethmann'sche Näherungsrechnung in befriedigender Übereinstimmung mit den praktisch erprobten Betriebsverhältnissen nachstehende Werthe — S. 163 — für gusseiserne Ringe mit dem Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$ .\*\*)

Da der Reibungskoeffizient für die Gleitflächen, welche nur sehr wenig gefettet werden dürfen, mit  $\mu = 0,1$  niedrig gegriffen ist, wird im regelrechten Betrieb der erforderliche Anpressungsdruck unter den vorstehenden Werthen bleiben. Für Ringe aus Phosphorbronze erklärt Bethmann eine Steigerung der Kräfte auf das  $1\frac{1}{2}$  fache, mit der spezifischen Flächenpressung von 15 kg/qcm, als zulässig, und empfiehlt im übrigen die Umlaufzahl für unbearbeitete Kegelhäder nicht höher, als 150 in der Minute zu wählen.

\*) Siehe Z. d. V. d. Ing. 1898. Eberle, Elektrisch betriebene Krähne, S. 61, Fig. 15 und 16.

\*\*) Z. d. V. d. Ing. 1898, S. 534 u. f. H. Bethmann, Kraft- und Spannungsverhältnisse in Schubkeilkupplungen. Siehe auch die Zuschriften ebenda, S. 795.

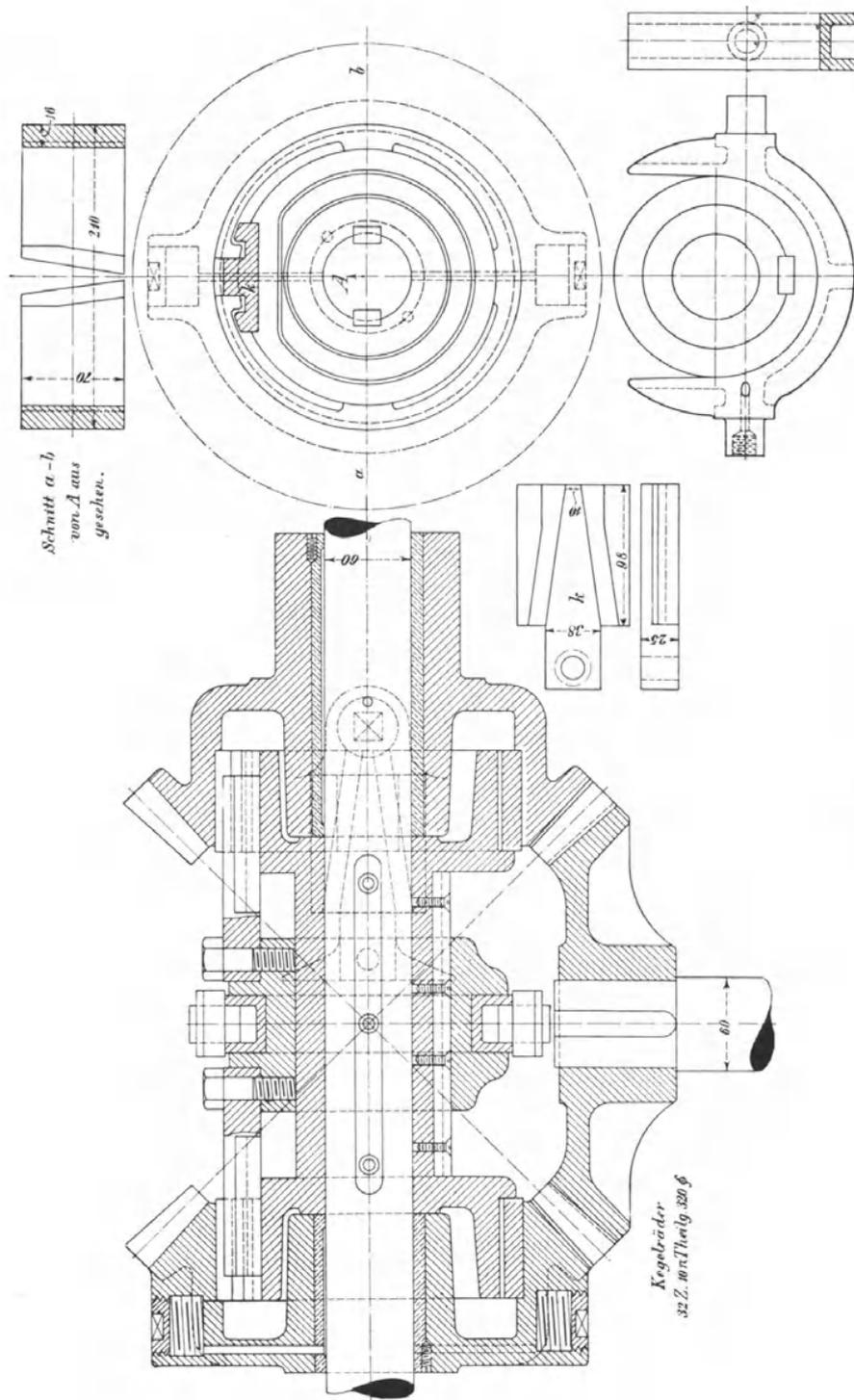


Fig. 151. 1:5.

Man bezeichnet die hier und in den voranstehenden Konstruktionen benutzten Kupplungen meist kurz als „Schubkeilkupplungen“.

Durchmesser des gespreizten Ringes	Ringbreite	Ringdicke	Übertrag- bare Um- fangskraft	Spreizkraft $P_1$	An- pressungs- kraft $P_2$	Ein- pressungs- druck $D$ für den Keilvor- schub
mm	mm	mm	kg	kg	kg	kg
200	60	10	377	20	600	372
250	65	12,5	510	21,5	811	499
300	70	15	660	23,6	1050	644
350	75	17,5	824	25,2	1310	801
400	80	20	1005	26,5	1600	975
450	85	22,5	1202	28,7	1908	1162
500	90	25	1414	29,9	2251	1368
550	95	27,5	1642	31	2611	1585
600	100	30	1885	33	3000	1820

Dass alle Reibungskupplungen unter dem Übelstand leiden, bei wechselnder Schmierung sehr verschieden zu wirken, ist bereits oben angedeutet. Wenn sie ganz trocken laufen, fressen sich die Gleitflächen leicht unter starker Wärmeentwicklung an, sobald die geringfügigsten Oberflächenfehler vorhanden sind, und laufen sich fest, wenn die Spreizringe keine Zwangsausrückung haben. Bei reichlicher Fettzufuhr verwandelt sich die Flächenreibung, wie bei gut geschmierten Zapfen, in Flüssigkeitsreibung, und verschärfter Anpressungsdruck bleibt dann so lange auf die Steigerung des Reibungsschlusses einflusslos, bis das überschüssige Fett herausgepresst ist. Schliesslich darf nicht übersehen werden, dass die Belastung der Welle in achsialer Richtung beim Einrücken für grosse Umfangskräfte recht beträchtlich ist. \*)

#### Wendegetriebekupplung von E. Meyer.

D. R. P. 92 320.

E. Meyer in Duisburg benutzt eine hohle Antriebswelle  $w$ , Fig. 152—155, S. 165, und lässt die Schubmuffe  $m$  auf ein in der Wellenbohrung gelagertes Zahnstangenpaar  $Z_1 Z_2$  einwirken, das mit einem kleinen Stirnrade  $d$  im Innern der beiden Kupplungstrommeln des Wendegetriebes in Eingriff steht und durch das Rechts- und Linksgewinde der Ritzelachsen  $s$  den Reibring  $b$  je nach der Schubrichtung vollkommen zwangsläufig auseinanderpresst oder zusammenzieht. Die Muttern der Spannschrauben sind durch seitlich als Schildzapfen eingreifende Bolzen in die gegenüberstehenden Ringköpfe drehbar eingebaut und bewahren bei den Formänderungen des Reibringes zwangfrei ihre konachsiale Lage. Die Kupplungstrommeln mit den zugehörigen Kegelrädern  $a$  und  $c$  werden aus Gusseisen, die Reibringe aus Phosphorbronze hergestellt. Eine Mitnehmerscheibe  $t$ , deren Nabe die Antriebswelle wegen des Platzmangels nicht vollständig umschliesst, aber mit ihr durch zwei Federkeile zuverlässig verbunden ist, nimmt in einer Aussparung die nach innen vorspringende Querleiste des Reibringes auf und dient durch die hier eingesetzte Stiftschraube  $e$  mit zwischengeschalteter Spiralfeder  $f$  als Ringträger. Welle, Reibring und Spannwerk mit Ausnahme des Steuerhebels  $h$  drehen sich hiernach jederzeit gemeinsam. Die Stützspiralfeder ermöglicht den Ringen sich beim Auseinanderspreizen mit ihrem ganzen Umfange der Kupplungstrommel anzuschmiegen und sichert andererseits das vollkommene Lüften beim Ausrücken.

Die beiden Zahnstangen  $Z_1$  und  $Z_2$ , von denen die eine die linke, die

\*\*) Den achsialen Druck beim Einrücken beseitigt Scholten durch Einschalten eines Spannhebels zwischen Keil und Spreizring. — Vergl. Eberle, Elektrisch betriebene Krahe. Z. d. V. d. Ing. 1898, S. 4, Fig. 4—6.

andere die rechte Kupplung bethätigt, sind aus zwei mit ihren Durchmesser-ebenen aufeinandergelegten Halbcylindern gebildet, welche die Kernbohrung der Antriebswelle ausfüllen und darin geführt werden. An den Eingriffstellen der Kupplungspannräder ist die umschliessende Welle schlitzförmig für den Durchtritt der Räder ausgefräst. Die Zahnstangen sind unter sich und mit der Schubmuffe  $m$  durch einen Querkeil  $k$  derart verbunden, dass sie vom Steuerhebel  $h$  stets gemeinsam bewegt werden und die Spannräder der Kupplungen durch den entgegengesetzten Zahneingriff entgegengesetzt drehen, um beim Schliessen der einen Kupplung die andere zu lüften. Die jeweilige Steuerlage des Hebels  $h$  bleibt durch die Selbsthemmung der Spannschrauben im Innern der Kupplung gesichert. Zur vollkommen symmetrischen Einstellung der Spannwerke, in bezug auf die Mittellage der Schubmuffe, ist der Querkeil mit zahnförmigen Längsleisten auf den flachen Seiten ausgestattet, denen in der Zahnstangenfuge auf ausreichender Justierungslänge genau passende Nuthen von ebenfalls rechteckiger Form entsprechen, damit die Stangen beim Montiren um den Betrag der Nuthentheilung oder um ein Vielfaches derselben gegeneinander verschoben werden können und für den Keil doch die erforderlichen Widerlager der Spannungsverbindung zwischen den Stangen und der Muffe erhalten bleiben.

Die Verbindung der Muffe mit dem Spannwerk des Wendegetriebes unter Benutzung einer hohlen Welle bietet den Vortheil, dass die Kupplungstrommeln vollkommen geschlossen und durch die Naben ihrer Deckel doppelseitig auf der Welle abgestützt werden. Hierdurch gewinnt die Konstruktion wesentlich an Solidität und arbeitet auch in staubigen Betrieben dauernd sanft, weil gar keine Verunreinigungen eindringen können. Ausserdem lässt sich aber auch das ganze Wendegetriebe auf die kleinsten Abmessungen zusammendrängen, welche die Kraftübertragung hinsichtlich der Grösse der Zahnräder und der Kupplungstrommeln zulässt, da die Schubmuffe jenseits der Wendegetriebelager angeordnet werden kann, und durch ihre Grösse und ihren Steuerweg nicht den Abstand der Kegelräder beeinflusst, wie das bei allen Konstruktionen mit Muffe zwischen den Rädern der Fall ist.

Lässt sich die Schubmuffe am Wellenende unterbringen, so kann sie, wie hier, mit ihrem Querkeil unmittelbar auf den aus der Wellenbohrung genügend weit vorschauenden Zahnstangenköpfen befestigt werden. Schubmuffen auf der mittleren Wellenstrecke werden lose auf die Hauptwelle gesetzt und erfordern in dieser einen entsprechend langen Schlitz für die freie Verschiebungsbahn des Querkeils.

Der Getriebebock ist im vorliegenden Fall für zwei verschiedene Aufstellungsarten entworfen und gestattet die getriebene Welle sowohl, wie gezeichnet in  $n$ , wie in  $v$  zu lagern.

Der nachstehenden Leistungstabelle, S. 166, ist nach den Angaben der Fabrik eine spezifische Pressung von etwa nur 1 kg/qcm in den Gleitflächen zugrunde gelegt, die zeitweilig noch überschritten werden darf.

Die Zeichnung entspricht einer Ausführung für lebhaftere Benutzung zum Übertragen von 7 PS bis 110 Min. Umdrehung.

Die Feinfühligkeit der Kupplung gestattet die An- und Abstellperiode innerhalb weiter Grenzen auszudehnen und sehr langsame Lastbewegungen bei Nietkrahnen oder im Giessereibetrieb unabhängig von der Umdrehungszahl der Motorwelle zu vermitteln, gleich darauf aber auch wieder mit voller Geschwindigkeit zu arbeiten.

Ist auch die Anwendung der mechanischen Wendegetriebe im Krahnbau seit der Einführung des elektrischen Betriebes wesentlich zurückgegangen,



weil dieser ein bequemes Mittel bietet, die einzelnen Triebwerkzweige mit selbständigen umsteuerbaren Motoren in Thätigkeit zu setzen, so bleiben sie doch für den Einmotorenbetrieb und deshalb vor allem für Dampfkrahne unentbehrlich. Ihre sorgfältige und sachgemässe Ausführung ist also auch heute noch von hervorragender Wichtigkeit.

Durchm. des Reibringes	Umfangskraft P in kg	Drehmoment in kgcm	Übertragbare Pferdestärken bei Umdrehungen in der Minute												
			50	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000
100	100	500		0,7	1	1,4	1,7	2	2,8	3,5	4	4,9	5,6	6,3	7
125	170	1060		1,4	2,2	2,9	3,7	4,4	5,9	7,4	8,8	10,3	11,8	13,3	14,8
150	300	2250	1,5	3	4,5	6	7,5	9	12	15	18	21	24	27	30
175	450	3900	2,7	5,5	8,1	11	13,5	16,5	22	27,5	33	38,5	44	49	35
200	600	6000	4	8	12	16	20	24	32	40	48	56	64	72	
225	750	8440	6,5	13	19	26	32	39	52	65	78	91	104		
250	950	11875	8	16	24	32	40	48	64	80	96				
275	1170	16090	11	22	33	44	55	66	88	110					
300	1400	21000	15	30	45	60	75	90	120						
350	1900	33250	22	45	68	90	112	135	180						
400	2500	50000	35	70	105	140	175	210							
450	3200	72000	50	100	150	200	250								
500	4000	100000	70	140	210	280	350								

**h. Berechnung der Vorgelege- und Trommelwellen.**

Die Vorgelege- und Trommelwellen sind im wesentlichen nach Massgabe der bereits früher S. 115 u. f. eingehend behandelten Rechnungsweise für Kurbelwellen zu bestimmen. Der Wellendurchmesser  $d$  folgt aus der Beziehung:

$$k_b \frac{d^3}{10} = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2}$$

mit  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{\text{zulässige Biegungsanstrengung}}{1,3 \text{ zulässige Drehanstrengung}}$

$M_b$  und  $M_d$  bezeichnen, wie sonst allgemein, das in einem Querschnitt herrschende Biegungs- und Drehmoment. Entscheidend für den Durchmesser der ganzen Welle ist derjenige Querschnitt, für den die rechte Seite der Gleichung, also auch  $d$  den grössten Werth annimmt.

Die zulässige Biegungsanstrengung ist bei Vorgelegewellen auf

$$\left. \begin{aligned} k_b &= 300 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,} \\ k_b &= 400 \text{ kg/qcm für Flusseisen} \\ \text{und } k_b &= 500 \text{ kg/qcm für Flusstahl} \end{aligned} \right\} \dots \mathbf{160.}$$

zu beschränken, da vollständiger Kraftwechsel zwischen Zug und Druck in den gebogenen Fasern auftritt, während die Schwankungen in der Drehanstrengung durch den ungleichförmigen Kurbelantrieb sehr gering ausfallen und, falls die Welle nicht gleichzeitig Bremswelle ist, gestatten

$$\left. \begin{aligned} k_d &= 360 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,} \\ k_d &= 600 \text{ kg/qcm für Flusseisen,} \\ k_d &= 900 \text{ kg/qcm für Flusstahl} \end{aligned} \right\} \dots \mathbf{161.}$$

zu wählen.

Hieraus folgt weiter

$$\alpha_0 = \frac{5}{7,8} \sim 0,64 \text{ für Schweisseisen,}$$

$$\alpha_0 = \frac{2}{3,9} \sim 0,5 \text{ für Flusseisen,}$$

$$\alpha_0 = \frac{5}{11,7} \sim 0,42 \text{ für Flusstahl.}$$

Für Bremswellen empfiehlt sich

$$\left. \begin{array}{l} k_d \leq 240 \text{ kg/qcm für Schweisseisen und hiernach } \alpha_0 = 0,96 \\ k_d \leq 400 \text{ kg/qcm für Flusseisen } \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad \alpha_0 = 0,77 \\ k_d \leq 600 \text{ kg/qcm für Flusstahl } \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad \alpha_0 = 0,64 \end{array} \right\} \text{ 162.}$$

um das Anwachsen des Drehmomentes beim plötzlichen Anhalten der Last ohne Schaden verlaufen zu lassen, weil den Rechnungen im übrigen nur die günstigeren Verhältnisse des Beharrungszustandes zu Grunde gelegt werden.

Bezüglich der Trommelwellen ist zu berücksichtigen, dass durch das Wandern der Last über die ganze Trommellänge der gefährliche Querschnitt nur bei einer ganz bestimmten Laststellung und bei gleichzeitiger grösster Belastung voll in Anspruch genommen wird. Bestimmt man den Wellendurchmesser für diesen ungünstigen Fall, so darf andererseits die zulässige Materialanstrengung verhältnissmässig hoch in Rechnung gestellt werden.

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Schweisseisen } k_b \leq 600 \text{ kg/qcm} \\ \text{,, Flusseisen } \quad k_b \leq 600 \text{ kg/qcm} \\ \text{,, Flusstahl } \quad k_b \leq 800 \text{ kg/qcm} \end{array} \right\} \text{ . . . . 163.}$$

Treffen diese Voraussetzungen, wie z. B. bei Daumenrädern, nicht zu oder treten grössere Beschleunigungswiderstände oder regelmässige Vollbelastungen auf, so ist  $k_b$  auf die Werthe 400 kg/qcm bzw. 500 kg/qcm zu beschränken.

Da ferner auch das Drehmoment der Last nur bei grösster Belastung den Werth erreicht, welcher der Rechnung zu Grunde gelegt zu werden pflegt, erscheint, abgesehen von Winden mit Motorbetrieb, bei denen plötzliche Beschleunigungswiderstände zu berücksichtigen sind,

$$\left. \begin{array}{l} k_d \leq 360 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,} \\ k_d \leq 600 \text{ bis } 720 \text{ kg/qcm für Flusseisen,} \\ k_d \leq 900 \text{ bis } 1050 \text{ kg/qcm für Flusstahl} \end{array} \right\} \text{ . . . 164.}$$

als Drehanstrengung des Materials für Trommelwellen durchaus zulässig. Je nach Wahl der Koeffizienten bestimmen sich  $\alpha_0$  aus der allgemeinen Beziehung:

$$\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d}$$

Mit Ausschluss der Kurbelwellen, für die schon früher S. 119 Mittelwerthe angegeben sind, gewinnt man bei vorläufigen Entwürfen für Vorgelege- und Trommelwellen Anhaltswerthe, wenn man dem Entwurfüberschlag zunächst nur die zu übertragenden Drehmomente  $M_d$  zu Grunde legt, also die Wellendurchmesser bestimmt durch

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_d}{\pi k_d}} \sim \sqrt[3]{\frac{5 M_d}{k_d}} \text{ . . . . . 165.}$$

und  $k_d$  mit Rücksicht auf die zusätzliche Biegungsanstrengung erheblich niedriger einsetzt, als der zulässigen Anstrengung des Materials bei ausschliesslichen Drehkräften entspricht.

Man setze dann:

$$\left. \begin{array}{l} k_d = 120 \text{ kg/qcm für Schweisseisen,} \\ k_d = 200 \text{ kg/qcm für Flusseisen,} \\ k_d = 300 \text{ kg/qcm für Flusstahl} \end{array} \right\} \dots \dots 166.$$

Für Ausführungszeichnungen sind die erforderlichen Wellenstärken aus genauen Rechnungen zu ermitteln.

Die Wellenzapfen sind nach Massgabe der sonst zulässigen spezifischen Pressungen bei ausreichender Biegezugfestigkeit zu bestimmen. \*) Nur bei Handbetrieb und vorzüglich bei seltener Vollbelastung sind im Hinblick auf die regelmässig wiederkehrenden Entlastungen der Wellen und die kurzen Arbeitsperioden Steigerungen der Flächeneinheitsdrucke auf das Doppelte und Dreifache der für dauernd umlaufende Triebwerke zulässigen Werthe üblich.

Zu beachten bleibt, dass unveränderliche Belastungsrichtung und geringe Umfangsgeschwindigkeit langsam laufender Wellen, sowie vor allem häufige Betriebspausen auch bei reichlich vorhandenem Schmiermaterial die Fettzufuhr zwischen die Gleitflächen der Zapfen wesentlich erschweren, weil die regelrechte Schmierung erst durch den Triebwerklauf erfolgt und das Fett unter ruhenden Zapfen fortgepresst wird, ohne sich zu erneuern. Hieraus erklärt sich der Misserfolg der sonst bewährten Ringöler bei langsam und nur unterbrochen laufenden Zapfen, und rechtfertigt sich der Versuch, durch Walzenlager für Trommeln, Flaschenzug- und Leitrollen, Laufräder u. s. f. bei wichtigeren Ausführungen Abhilfe zu schaffen. Aber auch hier bietet die Neigung der Walzen zum Schränken, sowie das Abblättern der Laufflächen gewisse Schwierigkeiten, und die hiervon freien Kugellager sind noch kostspieliger.

### i. Bestimmung der Zahnrädertheilungen und Wahl der Zahnprofile.

Windentriebräder werden meist mit Evolventenverzahnung ausgeführt, die wegen ihrer bekannten Eigenschaft, dass von der im Entwurf angenommenen Achsenentfernung ohne Nachtheil abgewichen werden kann, weniger Genauigkeit für das Bohren der Achsenlager verlangen und durch die Einfachheit ihrer Profilform, wie durch ihre günstigen Vorbedingungen für Satzräderkonstruktionen besonders beliebt sind. Die Anwendbarkeit der Evolventenverzahnung hört aber für Räder mit möglichst beschränkter Zähnezahl auf, wenn man nicht unter Verzicht auf die übliche Neigung der Eingriffslinie von  $75^\circ$  gegen die Rädercentrale zu wesentlich ungünstigeren Zahndruckrichtungen seine Zuflucht nehmen will, die schliesslich eine praktische Verwerthung nicht mehr gestatten. Man pflegt daher für Zähnezahlen unter 9 auf die günstigere Cykloidenverzahnung zurückzugreifen, mit der sich noch vierzählige Trieblinge ohne Schwierigkeit entwerfen lassen. Die theoretisch zulässige kleinste Zähnezahl 3 wird in der Praxis nicht mehr benutzt.

Die vielfach für die kleinsten Trieblinge empfohlene sogenannte Punktverzahnung, welche entsteht, wenn man den Rollkreis bis zur Theilkreisgrösse steigert, ist wegen des übermässigen Verschleisses zu vermeiden. Auch bei vierzähligen Trieblingen kann der Rollkreis noch auf die halbe Grösse des Theilkreises beschränkt werden, und in allen übrigen Fällen wird er mit Vortheil noch kleiner gewählt.

Die im allgemeinen übliche Zahnkopfhöhe gleich dem Modul der Verzahnung  $m = \frac{t}{\pi} \sim 0,3 t$  mit der Fusslänge  $1,2 m = \sim 0,4 t$  ist bei Evol-

\*) Vergl. C. Bach, Maschinenelemente, Kapitel „Zapfen“.

ventenrädern nur für verhältnissmässig grosse Zähnezahlen ausführbar, weil Eingriffstörungen auftreten, sobald einer der beiden Kopfkreise der Zahnräder die gemeinschaftliche Tangente der Evolventengrundkreise, welche die Eingrifflinie bildet, jenseits der inneren Tangentenstrecke schneidet. Diese Überschreitung tritt am ehesten durch den Kopfkreis des grösseren Rades ein.

Ganz allgemein bestimmt man die Grenzkopfhöhe des grossen Rades und die Vertheilung der Zahnhöhen inbezug auf die Theilkreise für Evolventenräder am einfachsten auf graphischem Wege, indem man den Grenzkopfkreis des grossen Rades durch den Berührungspunkt der geraden Eingrifflinie am Grundkreis des kleineren Rades schlägt und von hier die ganze Zahnlänge  $0,7 t$  oder  $2,2 m$  abträgt; dann umgekehrt die ebenfalls  $0,7 t$  Gegenzahnhöhe des kleineren Rades so inbezug auf den zugehörigen Theilkreis vertheilt, dass im Grunde der beiderseitigen Zahn-lücken der übliche Kopfspielraum von  $0,1 t$  bleibt.

Bezeichnet hierbei

$h$  den zulässigen Grenzwert der Zahnkopfhöhe des grösseren Rades,

$r_1$  und  $z_1$  Theilkreishalbmesser und Zähnezahl des kleineren Rades,

$\varphi = r_1 : r_2 = z_1 : z_2$  das Übersetzungsverhältniss,

$m$  den Zahnmodul  $= t : \pi$  mit der Beziehung  $r_1 = \frac{z_1 m}{2}$

so ermittelt sich für die übliche Neigung der Eingrifflinie unter  $75^\circ$  gegen die Rädercentrale der Grenzwert von  $h$  auf rechnerischem Wege nach einer von K. Waschmann aufgestellten analytischen Beziehung als Wurzel einer quadratischen Gleichung

$$h = \frac{z_1 m}{2} \left[ \sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \sin^2 15^\circ \left( \frac{2}{\varphi} + 1 \right)} - \frac{1}{\varphi} \right] \dots 167.$$

und vermindert sich also mit abnehmender Zähnezahl  $z_1$  des kleineren Rades und mit zunehmender Übersetzung. Für ein bestimmtes Übersetzungsverhältniss ist der Klammerwerth

$$\sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \sin^2 15^\circ \left( \frac{2}{\varphi} + 1 \right)} - \frac{1}{\varphi} = C \dots 168.$$

konstant.

Mit  $\sin^2 15^\circ = \sim 0,067$  erhält man beispielsweise folgende Tabellen:

$\varphi =$	1:1	1:2	1:3	1:4	1:5	1:6	1:8	1:∞
$C =$	0,095	0,081	0,078	0,075	0,074	0,073	0,071	0,069
$h = m$ bei $z_1 =$	21	25	26	27	27	27	28	29

Für  $\varphi = 1:4$        $m = 20$        $r_1 = \frac{z_1 m}{2} = 10z_1$

$z_1 =$	10	15	20	25	27
$r_1 =$	100 mm	150 mm	200 mm	250 mm	270 mm
$h =$	7,5 mm	11,25 mm	15 mm	18,75 mm	m

Die hiernach für geringe Zähnezahlen des kleineren Rades, selbst schon bei mässigen Übersetzungen nothwendige Verkürzung der Zahnköpfe

des grösseren Rades ist, wie schon oben angegeben, durch eine entsprechende Verlängerung des Fusses auszugleichen, um für ausreichende Eingriffdauer möglichst die Gesamtzahnhöhe  $2,2 m \approx 0,7 t$  aufrecht zu erhalten.

Der Zahn des kleineren Rades erhält dann umgekehrt übernormale Kopfhöhe, soweit dies unter Vermeidung scharfer oder vollständiger Zahnspitzen möglich ist, und verkürzte Zahnfüsse, unter Beibehaltung des üblichen radialen Kopfspielraumes von  $0,2 m$  oder  $0,1 t$  für beide Zähne im Grund der Zahnlücken.

Für die Lebensdauer der Evolventenräder im Wettbewerb mit Cykloidenverzahnung ist ferner der Umstand beachtenswerth, dass bei Evolventen das spezifische Gleiten der Zahnflanken vom Theilrisspunkt sowohl nach der Zahnwurzel, wie nach dem Zahnkopf in steigendem Masse wächst. Auch aus diesem Grunde ist bei stärkeren Übersetzungen nicht selten eine Verkürzung der Zahnköpfe des grösseren Rades vortheilhaft, aber im einzelnen Fall nach dem in Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 270, angegebenen Zeichnungsverfahren die Grösse des spezifischen Gleitens zu ermitteln, und darnach die Vertheilung der Kopf- und Fusshöhen möglichst vortheilhaft vorzunehmen.

Die von Lasche empfohlenen, in der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft für Motorenvorgelege eingeführten Verhältnisse für die Übersetzung  $1:4$  mit den Zähnezahlen 25 und 100

Kopfhöhe der Zähne des grösseren Rades  $0,5 m$ , Fusslänge  $1,7 t$ ,  
Kopfhöhe der Zähne des kleineren Rades  $1,5 m$ , Fusslänge  $0,7 t$

haben nach dem Vorstehenden keine allgemeine Gültigkeit für beliebige Übersetzungsverhältnisse und Zähnezahlen.

Dass bei kleiner Zähnezahl z. B.  $z_1 = 10$  selbst schon bei der Übersetzung  $1:4$  diese Verkürzung mit Rücksicht auf die Vermeidung von Eingriffstörungen nicht ausreicht und dieser Punkt in allen Fällen noch besonderer Prüfung bedarf, folgt aus der vorstehenden Tabelle.

Schliesslich ist noch zu betonen, dass die hinterdrehten Evolventenfräser nicht nur leichter herzustellen sind als Cykloidenfräser, sondern auch vollkommener schneiden, so dass auch die verminderten Schwierigkeiten der genauen Herstellung für schnelllaufende Triebwerke zu Gunsten der Wahl von Evolventenverzahnung sprechen.

Mit der Verminderung der Zähnezahl verschlechtern sich für Cykloiden- wie für Evolventenräder die Eingriffverhältnisse, und nur die vielfach für Winden in den Vordergrund gestellte Bedingung möglichst gedrängter und billiger Konstruktion, sowie die vorübergehende oder seltene Benutzung zahlreicher Hebezeuge rechtfertigen den Brauch, bei gewöhnlichen Handwinden noch Ritzel mit nur 10 Zähnen zu benutzen und für die Ausnahmeverhältnisse der tragbaren Zahnstangenwinden mit der Zähnezahl sogar auf 4 herunter zu gehen.

Für schnell und dauernd arbeitende Winden mit Dampf- oder elektrischem Betrieb sollte man die kleinste Zähnezahl  $\geq 15$ , womöglich nicht unter 20 wählen, wird aber auch hier häufig durch die entgegenstehenden Forderungen gedrängter Bauweise zu Beschränkungen auf 12 gezwungen.

Lassen sich die ungünstigen Eingriffverhältnisse bei kleiner Zähnezahl auch niemals beseitigen, so kann wenigstens durch Wahl geeigneten Materials in solchen Fällen der weitere Nachtheil raschen Verschleisses mehr oder minder beschränkt werden. In dieser Hinsicht ist die zunehmende Einführung von gegossenen Stahltriebblingen als Fortschritt zu begrüssen, und einzelne Konstrukteure sind für den elektrischen Betrieb von Winden sogar zur Verwendung von Phosphorbronze oder von härtungsfähigem Werkzeugstahl übergegangen. Zahnräder aus Rohhautleder oder Vulkanfiber

kommen für aussergewöhnlich hohe Umlaufzahlen in Betracht. Vierzählige Trieblinge für Zahnstangenwinden müssen durch Ausfräsen der Welle hergestellt werden und bestehen daher aus Flusseisen oder aus Flussstahl. Abgesehen von diesen Ausnahmen und von den noch zu besprechenden Grisson-Getrieben werden alle Windenräder, wie auch sonst üblich, in Guss-eisen ausgeführt.

Beim Entwurf hat man mit Rücksicht auf den hervorragenden Einfluss der Zähnezahln auf die Güte der Zahnräder im allgemeinen von der Wahl der Zähnezahln für das kleinere von zwei zusammenarbeitenden Rädern auszugehen. Das Übersetzungsverhältniss bestimmt dann gleichzeitig die Zähnezahln des grösseren. Hiernach schreitet man zur Betimmung der erforderlichen Zahntheilung, die von der Biegungsfestigkeit und dem zulässigen Flächeneinheitsdruck zwischen den Zähnen abhängig ist, und gelangt auf diesem Wege erst zuletzt zur Festsetzung des Theilkreisdurchmessers. Für diesen sind, unter entsprechender Abrundung der zuerst ermittelten Theilung auf einfache Vielfache von  $\pi$ , möglichst glatte, dem Übersetzungsverhältniss angepasste Masse endgültig zu wählen. Da, von Zahnstangen abgesehen, der Zahndruck unmittelbar erst aus der Grösse der Theilkreise ermittelt werden kann, ist beim Berechnen der Zahntheilung auf das zu übertragende Drehmoment zurückzugreifen, welches für Winden aus dem Lastmoment an der Trommel und aus den vorher festgesetzten Übersetzungsverhältnissen für jedes Rad im voraus gegeben ist. Statt dessen kann bei Winden für grössere Arbeitsleistungen auch die zu übertragende Zahl von Pferdestärken zu Grunde gelegt werden.

Ergeben sich beim Entwurf Achsenentfernungen, die im Hinblick auf andere Verhältnisse, z. B. mit Rücksicht auf eine zwischen den Radwellen anzuordnende Krahnssäule, zu klein ausfallen, oder ist sonst irgendwie eine ganz bestimmte Achsenentfernung gegeben, so ist durch das gleichzeitig angenommene oder vorgeschriebene Übersetzungsverhältniss auch die Grösse der Theilkreisdurchmesser für den vorgeschriebenen Achsenabstand festgelegt — vergl. S. 152. — Alsdann bestimmt sich aus dem Theilkreishalbmesser und dem zu übertragenden Moment der Zahndruck und hieraus auf Grund der weiter unten aufgestellten Beziehungen die erforderliche Theilung  $t$ . Ist diese ermittelt, so liefert die allgemeine Beziehung zwischen Theilung  $t$ , Theilkreishalbmesser  $r$  und Zähnezahln  $z$  die zugehörige Zähnezahln  $z = \frac{2 r \pi}{t}$ .

Da  $z$  stets eine ganze Zahl sein muss, ist der Rechnungswerth erforderlichenfalls unter entsprechender Abänderung von  $t$  im gleichzeitigen Hinblick auf das Übersetzungsverhältniss abzurunden.

Für Handbetrieb sind hinsichtlich der Zahnabmessungen die Rücksichten auf ausreichende Biegungsfestigkeit allein massgebend. Unter Annahme des ungünstigsten Falles, dass auch bei reichlicher Eingriffdauer durch Ungenauigkeiten in der Theilung oder durch zufälliges Eindringen von kleinen Fremdkörpern der volle Umfangsdruck  $P$  einen einzelnen Zahn im Scheitel belasten kann, lautet mit den Bezeichnungen aus Fig. 156 die Biegunsgleichung

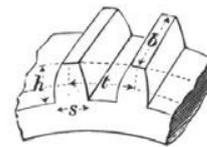


Fig. 156.

$$Ph = \frac{bs^2}{6} k_b \dots \dots \dots 169.$$

Bei der üblichen geringen Zähnezahln der Trieblinge verstärken sich die Zahnformen meist nur ganz unwesentlich nach der Zahnwurzel, im Vergleich zur Dicke im Theilkreise, ja für die unteren Grenzzahlen erhält man sogar mehr oder minder unterschrittene Profile, so dass im Mittel  $s = 0,5 t$

zu setzen ist. Die Zahnhöhe  $h$  pflegt allgemein, dem Werthe  $h = 0,7 t$  zu entsprechen. Hiermit geht die Beziehung 169 über in

$$P = bt \cdot \frac{0,25}{6 \cdot 0,7} k_b = \frac{k_b}{16,8} bt \dots \dots \dots 170.$$

Gewöhnlich findet man für Gusseisen  $k_b = 300$  bis  $350 \text{ kg/qcm}$  und demnach

$$P = 18 bt \text{ bis } 21 bt \dots \dots \dots 171.$$

wenn  $b$  und  $t$  in cm gemessen werden.

Soweit unterschrittene Profile in Betracht kommen, ist nur der kleinere Werth von  $P$  zuzulassen, wenn nicht die Unterschneidung wegen ihrer Grösse sogar durch besondere Rechnung genau berücksichtigt werden muss. Da im übrigen die Zähne gegen zufällige Drucksteigerungen beim Bremsen u. s. f. um so weniger Widerstand leisten, je schwächer sie sind, pflegt man in mm gemessen

$$t = 7 \pi \text{ bis } 8 \pi \dots \dots \dots 172.$$

meist als untere Grenze beizubehalten, falls der Rechnungswerth für  $t$  kleiner ausfällt. Unter dem vielfach vorherrschenden Bestreben, die Gesamtabmessungen möglichst zu beschränken, steigert man andererseits für selten vollbelastete Winden die Biegungsanstrengung des Materials für die grösste Last auf  $400 \text{ kg/qcm}$  und darüber, und findet daher auch Ausführungen mit

$$P = 24 bt \text{ bis } 28 bt \dots \dots \dots 173.$$

Hierbei darf nicht übersehen werden, dass unter solchen Verhältnissen der wünschenswerthe Schutz gegen nachtheilige Folgen zufälliger Kräfte wesentlich herabgemindert wird und starker Verschleiss unausbleiblich ist, falls die Voraussetzung seltener Vollbelastung nicht zutrifft.

Gegossene Stahltrieblinge, die mit gewöhnlichen gusseisernen Rädern zusammenarbeiten, dürfen selbstverständlich mit Rücksicht auf diese nicht stärker als gusseiserne belastet werden und bieten eben nur den Vortheil geringeren Verschleisses, der an Gusseisenrädern verhältnissmässig rasch fortschreitet, wenn von Haus aus ungünstige Eingriffverhältnisse vorliegen. Dieselbe Beschränkung gilt auch für schnellaufende Trieblinge aus Phosphorbronze und gehärtetem Werkzeugstahl im Eingriff mit Gusseisen.

Wenn man, wie bisweilen zur Gewichtsverminderung, auch die grossen Stirnräder in Stahlguss herstellt, lässt sich die Biegungsanstrengung  $k_b$  bis auf  $500 \text{ kg/qcm}$  steigern, falls man sicher ist, dass die Räder durch mehrtägiges Ausglühen in der Giesserei von allen Gussspannungen befreit sind. Durch eine derartige nachträgliche Behandlung verliert das Material etwas an Widerstandsfähigkeit gegen störenden Verschleiss.

Am weitesten wird die Materialanstrengung bei den tragbaren Zahnstangenwinden, den sogenannten Wagenwinden, getrieben. Hier ermitteln sich die in einzelnen Ausführungen namhafter Fabriken zugelassenen Werthe von  $k_b$  für Schmiedeeisen, das durch Einsetzen gehärtet ist, zu mindestens

$$k_b = 1600 \text{ bis über } 3000 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots 174.$$

Die Zahnbreite  $b$  wird für Handbetrieb meist  $= 2 t$  und nur bei Zahnstangenwinden kleiner gewählt.

Für alle mehr oder minder stetig laufenden Windentriebwerke mit Dampf- oder elektrischem Betrieb sind die Räder im Entwurf genau so, wie alle dauernd laufenden Arbeitsräder zu behandeln. Aus diesem Grunde ist der Flächeneinheitsdruck zwischen den Zahnflanken so klein zu halten, wie es die Rücksichten auf die zulässigen Abmessungen der Maschine gestatten, um den Verschleiss zu beschränken. Im allgemeinen bleibt hier-

bei die Biegungsanstrengung gleichzeitig von selbst unter der gebotenen Grenze.

Der Flächendruck ist abhängig von der Grösse der Berührungsfläche, d. h. von der Ausdehnung der elastischen Anschmiegung in der Richtung der Zahnhöhe und von der Zahnbreite. Unter sonst gleichen Verhältnissen wächst die Anschmiegung bei sachgemäss entworfenen Zahnprofilen mit der Theilung  $t$ . Hieraus folgt die Beziehung

$$P = kbt \dots \dots \dots 175.$$

wo  $k$  die Bedeutung eines Werthes hat, der die zulässige Flächeneinheitspressung zum Ausdruck bringt. Mit Rücksicht auf die Abhängigkeit des Verschleisses von der minutlichen Umdrehungszahl  $n$  empfiehlt Bach für Arbeitsräder, welche den ganzen Tag in Betrieb sind, bei  $n$  bis 250 min.

$$k = 20 - \sqrt{n}.$$

Am sichersten lässt sich  $k$  durch Verbreitern der Zähne beschränken, doch wachsen auch hier sehr bald die Ausführungsschwierigkeiten, und man pflegt daher wenigstens für Windenräder auch bei dauerndem Betrieb  $b$  meist nur  $= 2,5t$  bis  $3t$  zu wählen. Ausnahme bilden die Vorgelege der Elektromotoren.

Die Gleichung  $P = kbt$  entspricht in der äusseren Form gleichzeitig der früher entwickelten, welche die Biegungsanstrengung zum Ausgangspunkt nimmt,  $P = \frac{k_b}{16,8} \cdot bt$ , und kann daher ganz allgemein zur Berechnung der Zahntheilung benutzt werden, wenn man unter Berücksichtigung des früher Erörterten setzt:

für gusseiserne Windenräder mit Handbetrieb

$$\begin{array}{l} k = 18 \text{ bis } 21 \text{ kg/qcm} \\ \text{ausnahmsweise } k = 24 \text{ bis } 28 \text{ kg/qcm} \end{array} \dots \dots \dots 176.$$

und für Winden mit Motorbetrieb bei  $n \leq 250$

$$k = 20 - \sqrt{n^*}) \dots \dots \dots 177.$$

Hierbei ist weiter zu beachten, dass die Widerstandsfähigkeit eines Zahnes gegen Biegung nur bis zur Grenze  $b = 2t$  mit der Zahnbreite zunimmt, darüber hinaus aber durch Eckbruch gefährdet wird, wenn man nicht jenseits dieser Grenze die Biegungsanstrengung im vollen Ansatzquerschnitt, in eben dem Masse beschränkt, wie  $b$  über den Grenzwert  $2t$  hinauswächst oder die Wellen besonders sorgsam lagert. Hieraus ergibt sich nach den oben ermittelten Werthen für die gewöhnlichen Zahnprofilverhältnisse mit  $k_b = 300$  bis  $350$  kg/qcm als zweite Bedingung

$$k \leq 21 \frac{2t}{b} \text{ bis } \leq 24 \frac{2t}{b} \text{ für } b \geq 2t \dots \dots \dots 178.$$

Sobald Stösse durch sehr schnelles Anheben bei Motorbetrieb oder durch ungeschicktes Bremsen zu befürchten sind, ist  $k_b$  entsprechend zu ermässigen,

\*) Die Forderung gedrängter Konstruktionen für Hebemaschinen führt im allgemeinen zu höheren Werthen von  $k$ . Nach den Erfahrungen mit Schneckentriebwerken erscheint es unbedenklich, die spezifische Pressung auch bei schnelllaufenden Zahnrädern bis auf die Werthe zu steigern, die sich für die Verzahnungen aus der Rücksicht auf ausreichende Biegungsfestigkeit ergeben, falls man die Zähne sauber bearbeitet und die Räder in einem Ölbad laufen lässt, das ausser der vollkommenen Schmierung gleichzeitig mittelbar das Warmlaufen durch Kühlen des gegen die Gehäusewandungen geschleuderten Öles verhindert. Wendet man dabei die weitere Vorsicht an, die Radachsen zu beiden Seiten der Zahnräder durch Lager zu unterstützen, so ist auch bei grösseren Zahnbreiten als  $b = 2t$  Eckbruch nicht zu befürchten. Das Tönen schnelllaufender Metallräder lässt sich durch Ausbleien des Zahnkranzes mildern, — vergl. Fig. 2, Taf. 45



Bezeichnet  $R$  den Theilkreishalbmesser in cm,  
 $z$  die zugehörige Zähnezah,  
 $M$  das vom Rade zu übertragende Drehmoment in kgcm,  
 ferner wie bisher  $n$  die Umdrehungszahl in der Minute,  
 $P$  den Umfangsdruck im Theilkreise,  
 $t$  die Theilung in cm,  
 $b$  die Zahnbreite in cm =  $\psi t$ ,

so ist  $P = \frac{PR}{R} = \frac{M}{R}$  und da  $R = \frac{zt}{2\pi}$ , auch  $P = \frac{2\pi M}{zt}$ .

Führen wir diesen Werth in die Beziehung  $P = kbt = k\psi t^2$  ein, so folgt die Gleichung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi z k} M} \dots \dots \dots 182.$$

Zwischen dem Drehmoment und den übertragenen Pferdestärken besteht für  $M$  in kgcm die Beziehung

$$\frac{M \cdot 2\pi n}{75 \cdot 60 \cdot 100} = N$$

oder  $M = 71600 \frac{N}{n} \dots \dots \dots 183.$

und  $t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{\psi z k} \frac{N}{n}} \dots \dots \dots 184.$

In den Gleichungen sind die Werthe für  $\psi$  und  $k$  nach Massgabe des früher Erörterten zu wählen.

**k. Bestimmung des Güteverhältnisses der Zahnrädervorgelege.**

Zahnreibung. Bezeichnet

$P_0$  die ideelle Umfangskraft zweier miteinander in Eingriff stehender Zahnräder,  
 $Z$  die Zähnezah des grösseren Rades,  
 $z$  die Zähnezah des kleineren Rades,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten der Zähne,

so bestimmt sich der Widerstand der Zahnreibung im Theilkreisumfang für Stirnräder, wie für Keglräder, annähernd, durch den Werth

$$\left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \pi \mu P_0 \cdot *)$$

Demnach ist unter Berücksichtigung der Zahnreibung die zum Antrieb erforderliche Umfangskraft

$$P = P_0 + \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \pi \mu P_0,$$

und der Wirkungsgrad von zwei zusammenarbeitenden Zahnrädern, so weit er nur von der Zahnreibung abhängig ist,

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{Z}\right) \pi \mu},$$

$$\eta = \frac{z}{z + \left(1 + \frac{z}{Z}\right) \pi \mu} \dots \dots \dots 185.$$

\*) Die Entwicklung dieser Beziehung setzt voraus, dass die Zahneingriffbogen vor und hinter der Centrale gleich gross sind, und dass die ganze Eingriffstrecke =  $z t$  ist, Annahmen, die für mittlere Räder annähernd zutreffen.

Setzt man den Zahnreibungskoeffizienten  $\mu = 0,16$ , so folgt:

$$\eta = \frac{z}{z + 0,5 \left(1 + \frac{z}{Z}\right)} \dots \dots \dots \mathbf{185a.}$$

Bei sorgfältig bearbeiteten und gut geschmierten Rädern sinkt  $\mu$  auf  $\leq 0,1$ , und es erhöht sich dadurch der Wirkungsgrad mindestens auf

$$\eta \geq \frac{z}{z + 0,3 \left(1 + \frac{z}{Z}\right)} \dots \dots \dots \mathbf{185b.}$$

Mit diesen beiden Werthen ist die nachstehende Tabelle für verschiedene Werthe von  $z$  und  $\frac{z}{Z}$  berechnet, in der nur für die kleinste Zähnezah  $z = 4$  nicht die günstigeren Werthe für  $\mu = 0,1$  aufgenommen sind, weil hier andererseits die für die Zahnreibung benutzte Formel, infolge der ungünstigen Eingriffverhältnisse, zu günstige Werthe liefert, und bei der starken Belastung solcher Trieblinge die Reibung, trotz reichlicher Schmierung, verhältnissmässig grösser, als sonst ausfällt.

Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnräder.

$z : Z$	3 : 4	1 : 2	1 : 3	1 : 4	1 : 6	1 : 8	1 : $\infty$ Zahnstange
$z = 4$	0,82	0,84	0,86	0,87	0,87	0,88	0,89
9	0,91 ÷ 0,94	0,92 ÷ 0,95	0,93 ÷ 0,96	0,94 ÷ 0,96	0,94 ÷ 0,96	0,94 ÷ 0,96	0,95 ÷ 0,97
10	0,92 ÷ 0,95	0,93 ÷ 0,96	0,94 ÷ 0,96	0,94 ÷ 0,96	0,95 ÷ 0,97	0,95 ÷ 0,97	0,95 ÷ 0,97
12	0,93 ÷ 0,96	0,94 ÷ 0,96	0,95 ÷ 0,97	0,95 ÷ 0,97	0,95 ÷ 0,97	0,96 ÷ 0,97	0,96 ÷ 0,97
16	0,95 ÷ 0,97	0,96 ÷ 0,97	0,96 ÷ 0,97	0,96 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98
20	0,96 ÷ 0,97	0,96 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,98 ÷ 0,99
25	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,97 ÷ 0,98	0,98 ÷ 0,98	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 0,99
30	0,97 ÷ 0,98	0,98 ÷ 0,98	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 0,99	0,98 ÷ 0,99

Die Tabelle zeigt, dass der Wirkungsgrad eines Zahnräderpaares vorzugsweise von der Zähnezah  $z$  des kleineren Triebrades abhängt, und sich um so günstiger gestaltet, je grösser die kleinste Zähnezah im Räderpaar ist, und je kleiner  $z : Z$ . Das Zahnstangengetriebe liefert das günstigste Güteverhältniss.

Als mittlerer Werth des Wirkungsgrades ist für die am häufigsten benutzten Räderverhältnisse

$$\eta = 0,94 \text{ bis } 0,96 \dots \dots \dots \mathbf{186.}$$

anzunehmen.

Ausser der Zahnreibung kommt für die Vorgelegewellen noch der Verlust durch die Zapfenreibung in Betracht. Der Zapfendruck entspringt aus der Umfangskraft im treibenden Rade oder bei Kurbelantrieb aus dem Kurbeldruck und aus dem Umfangswiderstand des zweiten Rades auf der Vorgelegewelle, das die eingeleitete Kraft weiter fortpflanzt. Je nach der Anordnung können sich die Umfangskräfte in Bezug auf den Zapfendruck theilweise aufheben oder summiren, aber selbst in den günstigsten Fällen vermindert sich die Zapfenreibung so wenig, dass man beim Aufstellen von Durchschnittswerthen lediglich den zweiten Fall zu berücksichtigen braucht, und wir werden deshalb als Zapfendruck die Summe der Umfangskräfte der Räder auf der Vorgelegewelle in Rechnung setzen.

Bezeichnet, Fig. 157,  
*P* die treibende Umfangskraft,  
*R* den zugehörigen Kraftarm,  
*Q* den Widerstand am kleineren Rade,  
*r* den zugehörigen Lastarm,  
*ρ* den Zapfenhalbmesser,  
*μ* den Zapfenreibungskoeffizienten,  
 so ist mit Rücksicht auf die Zapfenreibung:

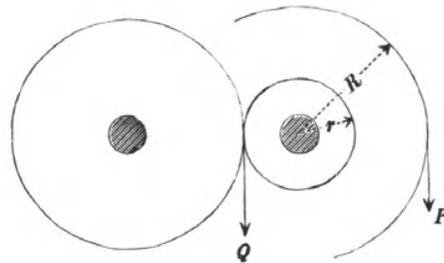


Fig. 157.

$$PR = Qr + \mu(P + Q)\rho, \text{ also}$$

$$P(R - \mu\rho) = Q(r + \mu\rho),$$

und für die ideelle Antriebskraft  $P_0R = Qr$ .

Demnach der durch die Zapfenreibung bedingte Wirkungsgrad der Vorgelegewelle

$$\eta = \frac{\frac{r}{R}(R - \mu\rho)}{r + \mu\rho} = \frac{r - \frac{\mu r \rho}{R}}{r + \mu\rho},$$

$$\eta = \frac{1 - \mu \frac{r}{R} \cdot \frac{\rho}{r}}{1 + \mu \frac{\rho}{r}} \dots \dots \dots \mathbf{187.}$$

Aus diesem Werth ist mit  $\mu = 0,08$  die nachstehende Tabelle für verschiedene Werthe von  $\frac{\rho}{r}$  berechnet, indem für das Umsetzungsverhältniss  $\frac{r}{R}$  nacheinander die Werthe 1,  $\frac{3}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{3}$  u. s. f. zu Grunde gelegt sind. Bei guter Ausführung und Wartung kann  $\mu$  erheblich kleiner als 0,08 und damit  $\eta$  grösser ausfallen.

Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnäder-Vorgelegewellen mit Rücksicht auf die Zapfenreibung.

$$\text{Grundwerth } \eta = \frac{1 - \mu \frac{r}{R} \cdot \frac{\rho}{r}}{1 + \mu \frac{\rho}{r}}$$

<i>r</i> : <i>R</i> =	3 : 4	1 : 2	1 : 3	1 : 4	1 : 6	1 : 8
$\frac{\rho}{r} = 0,7$	—	—	0,93	0,93	0,94	0,94
0,6	—	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95
0,5	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96
0,4	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,97
0,3	0,96	0,96	0,97	0,97	0,97	0,97
0,2	0,97	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
0,1	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99

Der mittlere Werth des Güteverhältnisses bestimmt sich, für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse, mit  $\frac{\rho}{r} = 0,3$  und  $\frac{r}{R} \frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{6}$  zu

$$\eta = 0,97 \dots \dots \dots \mathbf{188.}$$

Der Gesamtwirkungsgrad eines Zahnradervorgeleges ermittelt sich durch das Produkt aus den Wirkungsgraden, in denen Zahn- und Zapfenreibung einzeln berücksichtigt sind, und es folgt demnach hierfür

$$\eta = \frac{z}{z + \mu\pi \left(1 + \frac{z}{Z}\right)} \cdot \frac{1 - \mu \frac{r}{R} \cdot \frac{\rho}{r}}{1 + \mu \frac{\rho}{r}} \quad \dots \quad 189.$$

Der Ziffernwerth lässt sich leicht aus den vorstehenden Tabellen berechnen, welche die Einzelwerthe der beiden Faktoren enthalten.

Als Mittelwerth des Wirkungsgrades einer Zahnradervorgelegewelle ist für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse nach den Formeln 186 und 188,

$$\begin{aligned} \eta &= 0,94 \cdot 0,97 = \sim 0,91 \\ \text{bis } \eta &= 0,96 \cdot 0,97 = \sim 0,93 \end{aligned} \quad \dots \quad 190.$$

Für sauber bearbeitete, in Öl laufende Räder und Ringschmierung der Wellenzapfen ist

$$\eta \geq 0,95 \quad \dots \quad 190 \text{ a.}^*)$$

### 1. Grisson-Getriebe.

Grisson & Co. in Hamburg haben auf Grund eines D.R.P. 93 236 von Karl Hamann in den letzten Jahren ein neues Zahnradwerk für starke Übersetzungen bis 1 : 50 in die Praxis eingeführt, das eine eigenartige Form der Triebstockverzahnung bildet. Die Mittelpunkte der Triebstöcke oder Rollen liegen innerhalb des grossen Theilkreises, statt auf demselben, und die Zähne des kleinen Rades sind ohne die sonst übliche Beschränkung der Kopfhöhe bis zum Schnittpunkt ihrer beiden Flanken in Daumenform ausgeführt. Dabei beträgt die Eingriffdauer dieser Daumen etwas mehr als der halbe Umfang des kleinen Theilkreises und ermöglicht daher mit zwei nebeneinander liegenden, um die halbe Theilung gegeneinander versetzten Triebstockkränzen und zwei um 180° gegeneinander versetzten Daumen einen stetigen Umtrieb zwischen zwei Wellen.\*\*)

Das Grisson-Getriebe ist also ein Räderwerk mit nur zwei Zähnen im kleineren Rade, und seine Übersetzung bei  $z$  Triebstöcken in beiden Radkränzen zusammen

$$2 : z.$$

Nach der Art des Triebwerkes kann die Übersetzung nur einer ganzen Zahl entsprechen.

Stellen in Fig. 158, S. 181, die um  $A$  und  $B$  mit  $R_1$  und  $R_2$  geschlagenen Kreise die Theilkreise dar, von denen der kleinere, wie weiter unten nachzuweisen ist, im wesentlichen von der Daumenwellendicke für die zu übertragende Leistung abhängt und der grössere dann durch das geforderte Übersetzungsverhältniss bestimmt ist, und berührt der um  $M$  als Mittelpunkt gezeichnete Triebstockquerschnitt den grösseren Theilkreis von innen im Schnittpunkt  $O$  der Centrale, so genügen diese Elemente zur Entwick-

\*) E. Hartmann, Oberingenieur der A. E. G., theilt in d. Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 1113 u. f. Messungsversuche mit, aus denen sich für einfache Vorgelege mit unbeeideten Zahnradern  $\eta$  nur = 0,9, für doppelte Vorgelege  $\eta$  sogar nur = 0,7 ergab, während für bearbeitete Zahnradern bei einfachem Vorgelege  $\eta$  auf 0,97 stieg, aber für ein doppeltes Vorgelege nur 0,90 erreichte.

\*\*\*) Vergl. C. Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., Stuttgart, und „Untersuchung des Grisson-Getriebes von E. Roser, Stuttgart 1901.

lung des Daumenprofils nach dem allgemeinen Verzahnungsgesetz.\*) Da nach diesem Gesetz die gemeinschaftliche Berührungsnormale des Zahneingriffes jederzeit durch den festliegenden Berührungspunkt  $O$  der Theilkreise geht und die Normale von  $O$  auf den cylindrischen Triebstock, welche gleichzeitig die jeweilige gemeinschaftliche Berührungsnormale darstellt, stets nach dem Kreismittelpunkt des Triebstockquerschnittes gerichtet ist, hat man in der Figur nur eine Reihe aufeinanderfolgender Mittelpunktslagen  $(1) \dots (9) (10)$  u. s. f. zu wählen und mit  $O$  durch gerade Strahlen zu verbinden, um in den Schnittpunkten  $1' \dots 8' 9' 10'$  u. s. f. dieser Strahlen mit den um  $(1) \dots (9) (10)$  geschlagenen Triebstockkreisen die zugehörigen Eingriffpunkte zu erhalten, deren stetige Verbindung die Eingrifflinie liefert.

Die Eigenschaft der Theilkreise, bei regelrechtem Zahneingriff aufeinander zu wälzen, ohne zu gleiten, bietet das Mittel, die einzelnen Daumenprofilpunkte aus ihren Eingriffslagen  $1' \dots 8' 9' 10'$  in die Anfangslage zurückzuführen, welche sie einnehmen, wenn sich der Triebstock in der Centrale befindet.

Jeder Eingriffpunkt gehört in seiner Eigenschaft als Daumenpunkt zum kleinen Theilkreis, und wird in seiner Lage zu demselben durch ein Dreieck bestimmt, z. B.  $10'$  durch  $OA 10'$ .

Um die Anfangslage von  $10'$  zu erhalten, hat man das Dreieck  $OA 10'$  um  $A$  um den Wälzungsbogen  $OX$  des kleinen Theilkreises zurückzudrehen, der die gleiche Grösse hat, wie der Wälzungsbogen  $O10$  des grossen, der durchwandert wurde, während der Triebstock aus seiner Anfangslage bis zum Eingriffpunkt  $10'$  gelangte. Der gesuchte Punkt  $10''$  findet sich auf diesem Wege im Schnittpunkt, der um  $A$  mit  $A10'$  und um  $X$  mit  $O10'$  geschlagenen Kreise. In gleicher Weise ermitteln sich die übrigen Punkte, deren stetige Verbindung das Daumenprofil  $O 1'' \dots 8'' 9'' 10''$  liefert.

Zur bequemen Durchführung der Konstruktion theilt man den kleinen Theilkreis nach Massgabe der gewünschten Genauigkeit in eine genügende Anzahl gleicher Theile, hier z. B. sechzehn,  $O I \dots XV$ , und überträgt diese Bogenlängen auf den grossen Theilkreis von  $O$  nach  $1, 2, \dots 15, 16$ , zieht die Radien  $B1, B2$  u. s. f. und wählt ihre Schnittpunkte mit dem Rollenmittenkreis vom Halbmesser  $R$  als Bestimmungspunkte für die zu untersuchenden aufeinanderfolgenden Triebstocklagen, aus denen sich dann das weitere, wie vorstehend angegeben, entwickeln lässt.

Der Schnittpunkt  $S$  der Getriebezentrale mit der Daumenkurve bildet die Daumenspitze. Die andere Daumenseite liefert bei vollkommen symmetrischer Form die Arbeitsflanke für die umgekehrte Laufrichtung.

Der Arbeitsdauer der Daumenflanke  $OS$  entspricht der Wälzungsbogen  $O I \dots Xs$  des Daumentheilkreises mit dem Überschuss  $VIII s$  über die halbe Umdrehung, so dass bei der wechselweisen Ablösung der beiden in den Ausführungen vorhandenen, um  $180^\circ$  gegeneinander versetzten Daumen die theoretisch erreichbare Eingriffdauer noch verkürzt werden kann. Hiervon macht man mit Vortheil Gebrauch, um auf die Anfangstrecke des Daumenprofils, etwa  $O2''$  durch tieferes Ausschneiden der Kehle bei  $O$  zu verzichten und die ungünstigen Zahndruckrichtungen der zugehörigen Eingriffstrecke zu beseitigen, welche kniehebelartig wirken und gerade beim

\*) Rückt man den Triebstock weiter nach aussen, so vergrössert man dadurch den Achsenabstand des Getriebes und schwächt den Daumenwellenquerschnitt; rückt man den Triebstock nach innen, so erhält man zwar kleineren Achsenabstand, aber ungünstigere Eingriffslinien mit erhöhtem Daumendruck. Die angenommene Berührungslage verdient daher im allgemeinen den Vorzug und entspricht der üblichen Ausführung. Im übrigen lässt sich die Bestimmung des Daumenprofils und der Eingriffverhältnisse in allen Fällen nach dem hier angegebenen Verfahren durchführen.

Wechsel des Eingriffes unstatthaft grosse Zahndrücke erzeugen würden. Auf diese Weise gelingt es mit der günstigsten Strecke der Eingriffslinie und wenig schwankender Druckgrösse auszukommen. Die mittlere Druckrichtung weicht nur wenig von der geraden Eingriffslinie einer gewöhnlichen Evolventenverzahnung ab, da die Eingriffslinie des Grisson-Getriebes in ihrer benutzten Strecke ganz flach gekrümmt, annähernd unter  $75^{\circ}$  gegen die Centrale verläuft. Infolge dessen steigt auch der mittlere Daumen-  
druck nur auf etwa 1,03 der Umfangskraft im Theilkreis, wie bei der Evolventenverzahnung.

Denkt man sich den symmetrisch vervollständigten Daumen aus der gezeichneten Anfangslage nach rechts und links um  $180^{\circ}$  gedreht, bis seine Symmetrieachse  $OS$  in die Richtung  $OB$  fällt, so beträgt die gleichzeitige Drehung des Rades mit dem vom Daumen erfassten Triebstock  $M$  nach jeder Seite der Centrale, bei der Übersetzung  $1 : n$ ,  $\frac{180^{\circ}}{n}$  und der Centriwinkel zwischen den beiden in Betracht gezogenen Grenzlagen des Triebstockes  $\frac{360^{\circ}}{n}$ . Dieser Winkel entspricht aber gerade der Theilung, und demnach folgt umgekehrt zunächst, dass der Daumen, wenn seine Spitze nach dem Mittelpunkt des grossen Rades gerichtet ist, spielfrei zwischen zwei aufeinanderfolgende Triebstöcke eingreift. Da ferner jede der beiden Daumenflanken nach der Verzahnungskonstruktion das regelrechte Gegenprofil des mit ihm in Berührung stehenden Triebstockes bildet, findet auch für alle weiteren Drehlagen des Getriebes spielfreier Eingriff statt.

Die symmetrische Ausführung des Daumens liefert also von selbst die richtige Daumenstärke für den spielfreien Getriebeeingriff, und der Durchmesser des Triebstockes beeinflusst weder den Theilungswinkel des Triebstockrades, noch die Grösse seines Arbeitstheilkreises. Mit ihm ändert sich nur die Daumenform und die Eingriffslinie.

Die Konstruktion der Eingriffslinie  $O I' \dots 8' 9' 10'$ , Fig. 158, lässt unmittelbar erkennen, dass mit wachsendem Triebstockdurchmesser die Eingriffslinie sich von  $O$  aus mehr nach dem Radinnern wendet und sich vor allem anfangs langsamer von der Getriebezentrale entfernt. Gleichzeitig werden die Profilmormalen  $O I' \dots O 8', O 9', O 10'$  kürzer. Die Folgen äussern sich in einer Erhöhung der Daumendrucke — besonders für die Anfangsstrecke — und in der Verkürzung der Eingriffstrecke, Eingriffdauer und Daumenlänge.

In der Ausführung sind deshalb die Triebstockdurchmesser auf die Grenzwerte für ausreichende Biegefestigkeit und zulässige spezifische Pressung zu beschränken. Auf beide Werthe hat die Bolzenlänge Einfluss, deren Wahl in erster Linie von der spezifischen Pressung allein abhängt.

Aus Fig. 158 ersieht man ferner, dass die lange Daumenflanke  $O 10''$  mit dem Triebstockbogen  $\widehat{10 10'}$  zusammenarbeitet, und dass für gleiche Raddrehwinkel die zusammentreffenden Flankenstrecken am Triebstock fortlaufend ab-, am Daumen dagegen zunehmen. Hierdurch entsteht bei unbeweglich eingesetzten Triebstöcken sehr starkes spezifisches Gleiten zwischen den Arbeitsflächen und reissend schnellem Anwachsen nach der Daumenspitze zu. Rascher Verschleiss der Triebstöcke ist die Folge.

Für alle sorgfältigen Ausführungen setzt Grisson deshalb drehbare Stahlhülsen als Rollen auf die stählernen Triebstöcke und sorgt für reichliche Schmierung aller Arbeitsflächen, indem er das ganze Triebwerk in ein Blechgehäuse einhüllt und das Triebstockrad in ein Ölbad eintauchen lässt. Centrale und radiale Durchbohrungen der Bolzen gewähren dem Öl auch freien Zutritt zu den inneren Gleitflächen der Rollen.

Dem raschen Anwachsen des spezifischen Gleitens in der Eingriffperiode

fester Triebstöcke entspricht bei drehbaren Rollen theoretisch eine gleiche Zunahme der Drehbeschleunigung um ihre Kernbolzen, die jedoch während der kurzen Periodendauer in Wirklichkeit auch nicht annähernd zustande kommen kann. So berechnet Roser, dass in einem Getriebe mit der Übersetzung 1 : 6 und 50 mm Rollendurchmesser bei 1000 min. Umdrehungen der Daumenwelle die Arbeitsdauer der Daumenflanke nur  $\frac{1}{33}$  Sekunde beträgt

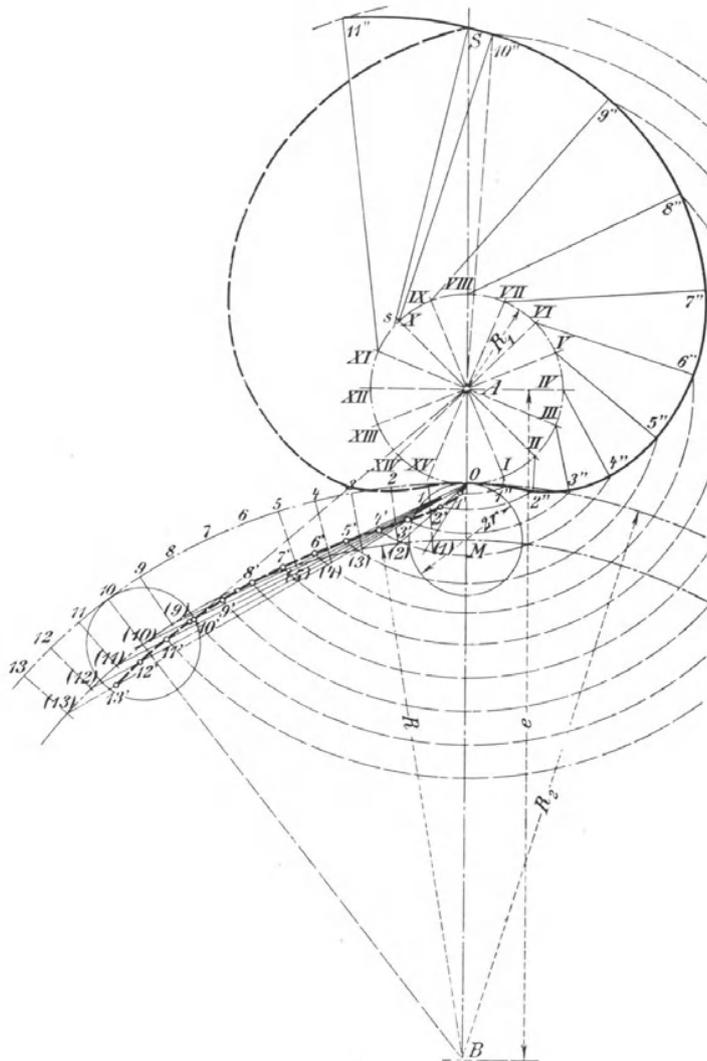


Fig. 158.

und in dieser Zeit, bis zum Angriff der Daumenspitze, die minutliche Umdrehungszahl der Rolle um ihren Bolzen von null bis 7520 anwachsen müsste, falls reines Wälzen erreicht werden sollte. Wenn hiernach die Rollen unzweifelhaft auch nur einen geringen Bruchtheil der gleitenden Zahnreibung in wälzende umsetzen und ein Theil der sonst aussen im Daumen auftretenden Reibung nur nach der inneren Berührung zwischen Rolle und Bolzen verlegt wird, so bietet die Anordnung doch den sehr wesentlichen Vortheil, dass Grösse und Verschleiss der Zapfenrollenreibung sich durch

geeignete Wahl des spezifischen Flächendruckes und ausgiebige Central-schmierung in praktisch zulässigen Grenzen halten lassen, und dass selbst bei erheblich kleinerer Umdrehungszahl der Rollen, als der zum vollen Daumenwälzen erforderlichen, dem Daumenangriff immer wieder neue, frisch mit Öl benetzte Arbeitsflächen dargeboten werden. Die ausserordentlich kurze Druckdauer reicht dann innerhalb gewisser Belastungsgrenzen, ähnlich wie bei Schneckengetrieben, nicht hin, um die Ölschicht zwischen den Arbeitsflanken bis zur unmittelbaren Metallberührung fortzupressen, so dass sich hier die gleitende Reibung im wesentlichen in der Form von Flüssigkeitsreibung vollzieht. Hieraus erklären sich die über Erwarten günstigen Verschleissverhältnisse und der hohe Gütegrad der Grisson-Getriebe bei sorgfältiger Ausführung und sachgemässer Wartung.

Die Roser'schen Versuche im Ingenieurlaboratorium der Technischen Hochschule Stuttgart haben ergeben:

1. dass bei der gewählten Schmieranordnung keine erhebliche Erwärmung der Getriebe eintritt,
2. dass für Triebwerke mit Übersetzungen 1:6 1:10 1:20 1:30 zwischen 650 bis 1360 min. Umdrehungen der Daumenwelle und etwa 200 bis 400 kg Umfangsdruck bei Rollen von 28 bis 40 mm Durchmesser das Verhältniss der abgebremsten zur zugeleiteten Arbeit im allgemeinen zwischen 0,84 und 0,90 schwankt, wenn man die höheren Belastungen mit der niedrigeren Arbeitsgeschwindigkeit verbindet. Dieser Wirkungsgrad enthält die Arbeitsverluste des Getriebeeingriffes und der unmittelbar zur Rad- und Daumenwelle gehörigen Lager und ist angesichts der grossen Übersetzungen sehr hoch.

Nur unter geringer Belastung sinkt der Nutzeffekt, wie bei allen Triebwerken, durch den mehr in den Vordergrund tretenden Einfluss der Leerlaufarbeit.

Bei derselben Umdrehungszahl steigt der Wirkungsgrad, wie bei anderen Zahnradwerken, bis zu einer gewissen Grenze mit zunehmender Belastung und nimmt dann wieder ab.

Der beobachtete vortheilhafte Einfluss kleiner Rollendurchmesser auf den Wirkungsgrad erklärt sich aus dem weiter oben nachgewiesenen günstigeren Verlauf der Eingriffslinie für kleine Rollen.

Sofern die Grundbedingungen sorgfältiger Ausführung und zuverlässiger Rollenschmierung mit Ölbad für das ganze Getriebe erfüllt sind, ist das Betriebsgeräusch, besonders bei hohen Umdrehungszahlen, geringer als bei gehobelten Stirnrädern.

Für die Belastungsfähigkeit der Grisson-Getriebe mit Rollen geben die Daumenflanken den Ausschlag, weil sie im Verhältniss der Übersetzung häufiger zum Angriff gelangen und wegen ihrer etwas geringeren Breite bei Überlastungen dem Material seitliches Ausweichen gestatten.

Die von Roser bis zu derartigen Formänderungen unter wechselnder Belastung und Umdrehungszahl fortgesetzten Versuche ergaben für diese Grenze annähernd konstante Werthe für das Produkt aus minutlicher Umdrehungszahl  $n$  der Daumenwelle und mittlerem Daumendruck  $P$  und zwar für Daumen aus getempertem Stahlguss und Stahlrollen mit

Stahlbolzen . . . . .  $P \cdot n = 314000$   
 für Daumen aus gehärtetem und ungehärtetem Stahl mit Stahlrollen und Stahlbolzen . . . . .  $P \cdot n = 274000$ .

Da für normale Ausführungen der Umfangsdruck  $P_1$  im Theilriss proportional  $P$

$$P_1 = 1,03 P$$

ist, darf als Grundlage für Ausführungen auch

$$P_1 n = c_1 \dots \dots \dots 191.$$

konstant gesetzt werden, unter Wahl eines Werthes für  $c_1$ , der nach Massgabe der geforderten Lebensdauer der Getriebe selbstverständlich entsprechend niedriger, als die vorstehenden Grenzwerte für den Beginn der Zerstörung, anzunehmen ist.

Die Flächenpressung  $k$  an den Rollenbolzen von  $d$  cm Durchmesser und  $l$  cm Länge

$$k = \frac{P}{ld}$$

fand Roser in den Ausführungen zwischen 59 und 112 kg schwankend, ohne nachtheilige Einwirkungen zu bemerken, empfiehlt aber die Beschränkung von  $k$  auf 80 kg im Hinblick auf die sonstigen Erfahrungen mit Zapfen. Die Biegungsanstrengung  $k_b$  darf unbedenklich bis auf 600 kg/qcm gesteigert werden.

Für den mässigen Platzbedarf der Grisson-Getriebe ist ihr Achsenabstand massgebend und dieser für ein bestimmtes Übersetzungsverhältniss ausschliesslich vom Durchmesser  $d_1$  der Daumenwelle und der Wandstärke  $s$  der Daumennabe abhängig, da nach der Ausführung Fig. 159 der kleinste Theilkreis-

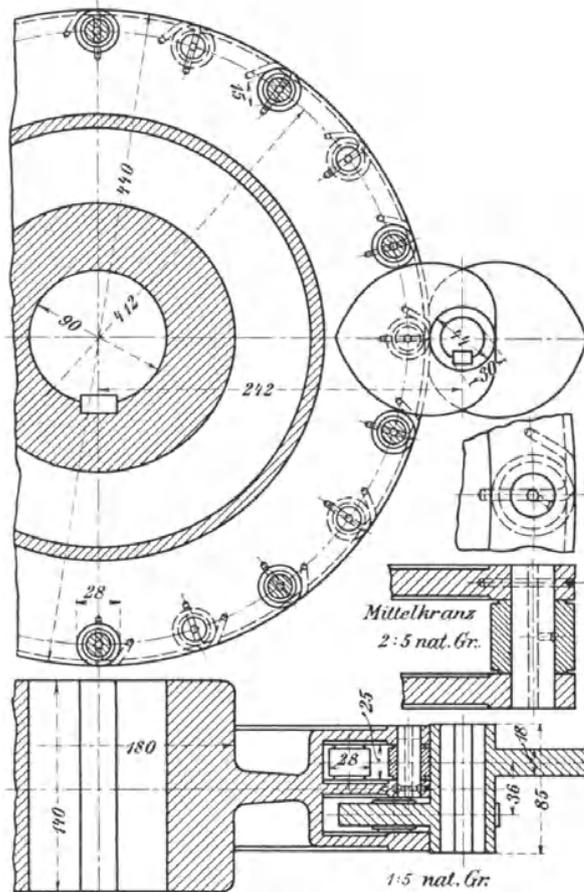


Fig. 159.

$$R_1 = \frac{d_1}{2} + s \dots \dots \dots 192.$$

Hiernach ist unter möglichster Beschränkung der Nabenwandstärke vor allem auch danach zu streben, die Daumenwelle kurz zu halten und zu beiden Seiten der Daumen zu lagern, um die Biegemomente in den kleinsten Grenzen zu halten und hierdurch schwache Wellen zu gestatten, die im wesentlichen nur durch das zu übertragende Drehmoment beansprucht werden.

In den Ausführungen findet sich

$$s \sim \frac{d_1}{20} + 6 \text{ mm}$$

also  $R_1 = \frac{d_1}{2} + \frac{d_1}{20} + 6 \text{ mm} \sim 0,55 d_1 + 6 \text{ mm} \dots \dots \dots 193.$

und damit z. B. für eine Übersetzung 1:10 mit  $d_1 = 30 \text{ mm}$   $s = 7 \text{ mm}$   $R_1 = 22 \text{ mm}$   $R_2 = 220 \text{ mm}$ , der Achsenabstand  $e = 242 \text{ mm}$ .

Verzichtet man auf die Auswechselbarkeit der Daumen und stellt sie

ohne aufgekeilte Nabe mit der Welle aus einem Stück in Stahlguss her, so vermindert der Fortfall der Nabenwandstärke den Achsenabstand ganz erheblich.

Einige Misserfolge der ersten in die Praxis eingeführten Getriebe erklären sich aus der anfänglichen Unvollkommenheit der Werkstattarbeit inbezug auf Theilung und Profilform und aus nicht sachgemässer Behandlung und Wartung im Betriebe. Nach den Roser'schen Untersuchungen ist zu erwarten, dass sorgfältig ausgeführte Grisson-Räder auch im praktischen Betrieb durchaus befriedigen und wegen des hohen Wirkungsgrades und der starken Übersetzungsfähigkeit im Krahn- und Windenbau einen vortheilhaften Ersatz für mehrfache Stirnrädervorgelege und zum Theil auch für Schneckengetriebe bieten können. Beachtenswerth ist dabei auch, dass man die Radkränze und Daumennabenräder genau auf Theilkreisdurchmesser abdrehen und im Betriebe wälzend aufeinander laufen lassen kann, wodurch eine bequeme und zuverlässige Genauigkeit der Montirung erreicht wird.

Figur 159, S. 183, giebt eine Ausführung für die Übersetzung  $1 : 10$  wieder. Die Rollen liegen zwischen drei gusseisernen Kranzscheiben. Ihre Bolzen sind im mittleren Kranz durch hakenförmige Stifte — D.R.P. 110158 von Grisson — gesichert. Die Centralbohrung für die Rollenschmierung durchdringt den Bolzen in der ganzen Länge, um im Ölbad das Schmiermaterial von beiden Enden frei eintreten zu lassen und durch die radiale Bohrung in der Mitte mit Unterstützung durch die Centrifugalkraft den Walzen zuzuführen, wo es sich durch eine Längsnuth im Bolzenumfang verbreitet.

### m. Evolventenschnecke und Schneckenrad.

Das sogenannte Wurmgetriebe, Fig. 160, aus Schnecke und Schneckenrad bestehend, entspricht dem Grenzfall der Zahnräderwerke für zwei im

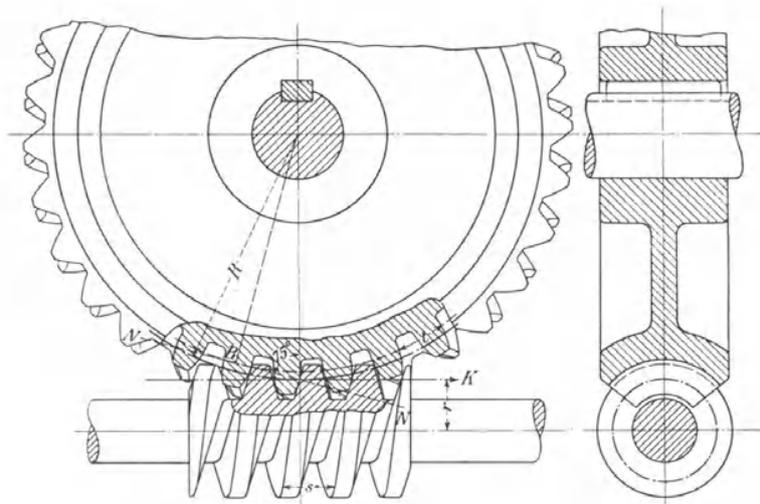


Fig. 160.

Raume senkrecht zu einander geschränkte Achsen. Im allgemeinen wirkt die Schnecke treibend, und der umgekehrte Bewegungsvorgang, der Rücktrieb der Schneckenwelle durch das Schraubenrad, kann überhaupt nur erfolgen, wenn der mittlere Steigungswinkel der Schnecke grösser, als der Reibungswinkel ist. Beim Drehen der Schnecke schiebt ihre Schraubenfläche

die Radzähne vor sich her und treibt das Rad mit stark verminderter Winkelgeschwindigkeit um. Schneidet man das Rad in seiner Mittelebene senkrecht zur Achse, so bietet das Getriebe, wie aus dem Bruchquerschnitt in der Zeichnung am Theilkreis ersichtlich, in seinen Eingriffverhältnissen das Bild einer Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade, und hiernach lässt sich zunächst die Verzahnung für die Mittelebene entwerfen. Das Schraubengangprofil der Schnecke ist selbstverständlich für ihre ganze Länge unveränderlich, weil sich während des Betriebes fortdauernd neue Schnitte der Schnecke in die Mittelebene des Rades hineindrehen, deren Eingriffslagen nur dem Fortschreiten des Eingriffs zwischen einer Zahnstange und ihrem Rade entsprechen. Die Schnecke wird, wie jede andere Schraube, auf der Drehbank hergestellt und kann daher nur mit Theilungen ausgeführt werden, die Vielfache oder Bruchtheile der Leitspindelganghöhe darstellen. Bei Benutzung von Drehbänken mit englischer Leitspindel sind also auch Ganghöhe der Schnecke und Theilung des zugehörigen Schneckenrades im Entwurf auf die nächstliegenden englischen Masse abzurunden, welche sich auf der Drehbank beim Schraubenschneiden herstellen lassen.

Die Radzahnprofile der ausserhalb der achsialen Mittelebene liegenden parallelen Arbeitsebenen des Zahneingriffes weichen vom Mittelschnitt ab und zeigen selbst in symmetrisch zur Mittelebene geführten Schnitten durchaus verschiedene Profilformen, die auf das Verhalten des Schneckengetriebes von erheblichem Einfluss sind. Ihre Beurtheilung ist nur auf mathematischer und zeichnerischer Grundlage möglich, weil sie in der Ausführung durch den Schraubeneingriff verdeckt liegen und keinen unmittelbaren Einblick in die Arbeitsvorgänge gestatten.

Meine umfangreichen Untersuchungen über die früher getheilte Ansicht, ob Evolventen- oder Cykloidenschnecken den Vorzug verdienen, haben zu der zweifelsfreien Entscheidung geführt, dass bei letzteren nicht nur die günstigsten Schmiegungsverhältnisse der reinen Cykloidenverzahnung im Mittelschnitt in den Parallelschnitten durch die ganz andere Profilform verschwinden, sondern hier auch eigenthümliche Erscheinungen mit streckenweise ausschliesslichem Gleiten ohne Zahnwälzung und deshalb entsprechend gesteigertem Verschleiss auftreten, die bei Evolventenschnecken theils gar nicht, theils nur in beschränkterem Masse vorkommen.\*)

Hiernach ist für Schneckengetriebe Evolventenverzahnung am günstigsten, die ausserdem den Vortheil leichterer genauer Herstellung bietet, weil die Arbeitsschnecken und die hiermit übereinstimmenden Radfräser einfaches trapezförmiges Ganggewinde erhalten.

Gleichzeitig ist aber besonders darauf hinzuweisen, dass die Unempfindlichkeit der Evolventenstirnräder, inbezug auf kleine Abweichungen des Achsenabstandes, für Schneckengetriebe mit Evolventen nicht besteht, weil alle Arbeitsprofile ausserhalb des Mittelschnitts überhaupt keine Evolventen sind. Auch das genaue Zusammenfallen der Schneckenachse mit der Radmittelebene erfordert beim Montiren die peinlichste Sorgfalt, weil die zusammengehörigen Zahnprofile von Schnecke und Rad in jeder Arbeitsebene eine andere Form haben und bei dem geringsten Abstand der Mittelebene oder bei minimaler Schräglage der einen zur anderen nicht zusammengehörige Profile zusammentreffen. In solchen Fällen führt der fehlerhafte Eingriff zu einer Selbstfräsung, die der Schnecke

\*) Vergl. die Arbeit des Verfassers: Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe mit Evolventen- und Cykloidenverzahnung und ihr Einfluss auf die Lebensdauer der Triebwerke, Z. d. V. d. I. 1900, und den erweiterten Sonderabdruck unter demselben Titel, Berlin, Julius Springer, 1901, auf den zum gründlichen Studium und vollständigen Verständniss der nachstehend nur im kurzen Auszuge mitgetheilten Hauptergebnisse der sehr verwickelten Fragen zu verweisen ist.

nur die freie Durchgangsbahn im Radkranz schafft, aber infolge der unrichtigen Lage den regelrecht aus Wälzen und Gleiten bestehenden Zahneingriff mehr oder minder in reines Gleiten verwandelt, wobei der Verschleiss im weiteren Betriebe nicht mehr zur Ruhe kommt. Die von Haus aus anzustrebende schärfste Genauigkeit für die gegenseitige Lage ist auch den Betriebseinflüssen gegenüber auf die Dauer zu sichern. Das gilt vor allem von der am meisten gefährdeten Lage der Radmittelebene, welche sonst durch den schrägen Zahndruck, der sich beim plötzlichen Bremsen von Krahn- und Aufzugschnecken mit hammerartiger Wirkung äussert, seitlich verschoben wird.\*)

Die Stirnflächen der Radnabe sind deshalb zwischen genau justirten Widerlagscheiben einzubauen. Auch ist das Aufpassen der Räder auf ihre Achse der einfachen Befestigung mit Keil vorzuziehen, weil die einseitige Keilwirkung das Rad schieft.

Bei der Wahl von Evolventen ist zu beachten, dass ihr stetiger regelrechter Eingriff verloren geht, sobald in der Zeichnung, Fig. 160, S. 184, die Eingriffstrecke über den Berührungspunkt  $B$  mit dem Grundkreis des Schneckenrades hinausfällt.\*\*). Mit der üblichen Neigung der geraden Eingriffslinie  $NN$  unter  $15^\circ$  gegen die Schneckenachse und  $0,3 t$  Kopfhöhe des Gewindes tritt dieser Grenzfall für die Zähnezahl  $z \geq 28$  ein. Auch in den Grenzen, die noch keine unmittelbaren Eingriffstörungen herbeiführen, nimmt bei reichlicher Kopfhöhe mit abnehmender Zähnezahl das relative Gleiten der Zahnprofile zu und lässt es vortheilhaft erscheinen, sich für die Schnecken mit  $0,25 t$  Kopfhöhe zu begnügen und in dem angeführten Grenzfall noch weiter hinabzugehen, um unterhalb des kritischen Punktes  $B$  zu bleiben. Bei 24 zähligen Rädern erhält man noch brauchbare Verhältnisse mit  $0,23 t$  Schneckenkopfhöhe über dem Theilriss. Geringere Zähnezahlen sind auch für Handbetrieb möglichst zu vermeiden. Für Dauerbetrieb ist, wenn irgend möglich,  $z \geq 30$  zu wählen, weil sich die Eingriffverhältnisse mit wachsender Zähnezahl verbessern.

**Eingriffelder.** Zur Beurtheilung der Eingriffverhältnisse genügt die Bestimmung der Eingriffslinien, die sich für die einzelnen Untersuchungsschnitte nach dem allgemeinen Verzahnungsgesetz mit Hilfe der Theilrisse und der Profilnormalen zu dem Schnittprofil der gegebenen Schnecke punktweise mit geometrischen Konstruktionen bestimmen lassen, ohne das Schnittprofil der Schnecke selbst oder das Gegenprofil der Radzähne aufzuzeichnen.\*\*\*)

Die Theilrissflächen eines Zahngetriebes sind durch die Eigenschaft bestimmt, dass sie bei regelrechtem Getriebeeingriff aufeinander wälzen, ohne zu gleiten. Da nun die Vorschubgeschwindigkeit der Schnecke in allen Profilpunkten gleich gross ist, unter sich gleich grosse Umfangsgeschwindigkeiten am Schneckenrade aber nur in Punkten auftreten, die von der Radachse gleichen Abstand haben, muss:

- 1) die Theilrissfläche des Schneckenrades ein Cylinder sein, dessen

\*) In einem Fall fand der Verfasser durch selbstthätiges Lockern und Verschieben des Schneckenrades den Rückdruck der Schnecke so weit gesteigert, dass infolge hiervon das Stützlager des angekuppelten Elektromotors abgebrochen und damit weiter die ganze Maschine zerstört war.

\*\*\*) Ähnliche Störungen, die ihre Erklärung darin finden, dass in diesem Punkt die theoretische Zahnform in ein praktisch unausführbares, rückläufiges Profil übergeht, können auch in den Nachbarschnitten auftreten. Das ist selbst mit grösserer Zähnezahl bei sehr steilgängigen Schnecken der Fall. Vergl. des Verfassers „Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe“, Berlin 1901, S. 57 u. f.

\*\*\*\*) Vergl. für die Durchführung der Konstruktion die mehrfach angeführten: Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe, S. 44 u. 52.

Durchmesser  $D$  durch die Theilung  $t$  und die Zähnezah  $z$  bestimmt ist mit

$$D = \frac{z t}{\pi} \dots \dots \dots 194.$$

- 2) die Theilrissfläche der Schnecke eine diesen Cylinder berührende Ebene parallel zur Schraubenachse bilden, deren Abstand  $r$  von der letzteren durch die Beziehung festgelegt wird,

$$r = \frac{i t}{2 \pi \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots 195.$$

worin  $i$  die Gangzahl und  $\alpha$  den Steigungswinkel der Schnecke im Theilriss bezeichnet.

In den einzelnen Untersuchungsebenen parallel zur Radmittelebene stellen sich die Theilrisse der Radschnitte demnach als Kreise vom Durchmesser  $D$  und die Theilrisse der Schneckenschnitte als Tangenten an diese Kreise parallel zur Schneckenachse dar.

In Fig. 1 u. 2, Taf. 4, ist der Querriss und die Seitenansicht einer doppelgängigen Evolventenschnecke von  $1\frac{1}{8}$ '' engl. = 28,57 mm Theilung, 57,15 mm Steigung,  $18^\circ$  Steigungswinkel im Theilriss dargestellt, die mit einem 40-zähligen Rade von 364 mm Theilkrdsrm. zusammenarbeiten soll. Die Spuren der rechts und links von der Mitte geführten Untersuchungsebenen sind mit I—1, 2—2 . . . II—II, III—III u. s. f. beziffert und die zugehörigen Schnittprofile selbst in Fig. 2 entwickelt.  $MN$  bezeichnet in Fig. 1 die gemeinschaftliche Berührungslinie der Theilrissflächen des Rades und der Schnecke.

Entwirft man nach dem in Fussnote\*\*\*) zu S. 186 gegebenen Hinweis für die Schnittprofile punktweise die Normalen, und daraus die zugehörigen Eingriffslinien und projicirt diese auf den Grundriss der Schnecke, so liefert die Verbindung der Projektionsendpunkte durch einen stetigen Linienzug, Fig. 3, eine umgrenzte Fläche  $H_1 H_2 H_3 H_4 H_5 H_6 J_6 J_5 \dots J_1 K_{II} K_{III} K_{IV} L_{IV} \dots L_{II} H_1$ , welche die Ausdehnung des Eingriffes über die ganze Schneckenlänge wiedergibt und kurz als Eingriffsfeld der Schnecke bezeichnet wird. Fig. 4 stellt die zugehörige Querrissprojektion dar und lässt erkennen, wie weit der Eingriff vom äusseren Schneckenumfang an den Grenzflächen nach dem Kern bis zu den Punkten  $H_6 H_5 H_4 \dots H_1 L_{II} \dots L_{IV}$  hinabreicht. Schliesslich sind auch noch in Fig. 1 die Grenzpunkte des Eingriffes an der Radzahnflanke für jede Untersuchungsebene eingetragen und durch einen Linienzug verbunden, welche die vollschraffierte Fläche, das Arbeitsfeld des Radzahnes abgrenzt.

Hierbei ist angenommen, dass das Schneckenrad, wie vielfach üblich, an den Seiten kegelförmig nach den Mantellinien  $DC$  und  $EF$  abgedreht ist. Dreht man statt dessen, zur Vergrösserung der Zahnflanken, das Rad an den Seitenrändern cylindrisch nach den Mantellinien  $DC'$  und  $EF'$  ab, so treten zum Arbeitsfeld des Radzahnes noch die kleinen gestrichelt schraffirten Dreiecke bei  $D$  und  $E$  hinzu, denen im Grundriss des Schneckenfeldes, Fig. 3, die gestrichelt umgrenzten Zipfel bei  $L_{IV}$  und  $H_4 H_5' H_6'$  und ebenso im Querriss, Fig. 4, ebenfalls das grössere gestrichelt umgrenzte Feld entsprechen.

Die kurz anschraffierte Kurven auf den rechten Gangflächen des im Arbeitsfelde liegenden Schneckenheiles, Fig. 3, stellen den geometrischen Ort der Punkte gleichzeitigen Eingriffes für den Augenblick dar, wo der mittlere Gang im Längsmittelschnitt gerade im gemeinschaftlichen Berührungspunkt der Theilrisse zum Angriff gelangt.

Zum Vergleich sind in gleicher Ausführungs- und Bezeichnungsweise in Fig. 5—7, Taf. 4, Grund- und Querriss eines Schneckenfeldes und das zugehörige Zahnarbeitsfeld für eine eingängige Schnecke mit geringer

Steigung darunter gesetzt, die bei  $10\pi$  Theilung und Ganghöhe, 50 mm Theilrissabstand von der Schneckenachse und  $5^{\circ} 42' 38''$  Steigungswinkel im Theilriss mit einem 60 zähligen Rade von 600 mm Theilrissdurchmesser zusammenarbeitet.

Hier beziehen sich die vollausgezogenen Feldumgrenzungen und das vollschraffierte Arbeitsfeld des Radzahnes auf den Fall, dass das Rad nach dem Halbmesser des Mittelschnittes vollkommen cylindrisch abgedreht ist. Die gestrichelt angegebenen Feldvergrößerungen kennzeichnen den Zuwachs, der entsteht, wenn man die Zahnkronen bis zu der Linie *CDEF*, Fig. 7, verlängert und die Schnecke weiter umspannt. Zwischen diesen beiden äussersten Grenzen, in welche auch die im ersten Beispiel berücksichtigte Zahnform der seitlich kegelförmig abgedrehten Räder fällt, liegen alle Ausführungen der Praxis.

Der Vergleich führt zu folgenden Ergebnissen:

- 1) Die Schneckenfelder wachsen mit der Vergrößerung der Radzahnfelder und verlängern sich vor allem erheblich mit der Verlängerung der Radzahnköpfe.
- 2) Der Grundriss des Schneckenfeldes ist sowohl in bezug auf den achsialen Längsmittelschnitt 1—1, wie auf die gemeinschaftliche Berührungslinie *MN* der Theilrissflächen unsymmetrisch, und zwar mit wachsendem Steigungswinkel der Schnecke zunehmend. Auch der Querriss des Feldes und das Arbeitsfeld des Zahnes bilden unsymmetrische Figuren:
- 3) Die längere gegabelte Form des Schneckeneingriffes liegt stets auf der Seite der gemeinschaftlichen Theilrissberührungslinie *MN*, von welcher die Radzähne in die Schnecke hineinlaufen. Ausdehnung und Form des Feldes auf dieser Seite sind wesentlich von der Kronenbegrenzung und Kopflänge der Radzähne abhängig.
- 4) Je länger der Grundriss des Schneckenfeldes ausfällt, um so mehr Schneckengänge gelangen gleichzeitig zum Angriff und um so kleiner wird der spezifische Zahndruck.

Dabei bleibt aber zu beachten:

- a) dass die Gabelenden des Schneckenfeldes nur kurze Berührungslinien für das Getriebe liefern, die sogar vorübergehend ganz ausscheiden, wenn die Feldspitze bei der Drehung nicht in das Fleisch des Schneckenganges eindringt, sondern in eine Ganglücke fällt,
- b) dass in den längsten Eingriffslinien jenseits des Mittelschnittes 1—1 in der hinteren Schneckenhälfte, die sich aus dem Radkranz herausdreht, zwischen den Profilen das stärkste spezifische Gleiten auftritt, wie sich u. a. daraus erkennen lässt, dass die Unterschiede zwischen der Breite des nutzbaren Radzahnfeldes und des zugehörigen Schneckenfeldquerrisses in den römisch bezifferten Untersuchungsebenen wesentlich grösser sind, als in den arabisch bezifferten.

Hiernach liefert die volle Ausnutzung langer Schwänze des Eingriffes durch entsprechend lange Schnecken, wie aus Fig. 11 ersichtlich, nur eine geringe Verlängerung der Gesamtberührung zwischen Schnecke und Rad und genau in demselben Verhältniss nur eine mässige Beschränkung des spezifischen Zahndruckes, deren Werth für die Beschränkung des Verschleisses noch durch das besonders starke spezifische Gleiten in dieser Gegend beeinträchtigt wird. Andererseits wächst mit der Schneckenlänge der Einfluss etwaiger Montirungsfehler erheblich, und schon bei ganz geringfügiger Schräglage werden sich in den Schneckenenden die an sich hier

schon ungünstigen Eingriffverhältnisse leicht bis zum Fressen der Gleitflächen steigern können, weil die Abweichung von der richtigen Lage an den Enden am grössten ist.

Aus diesem Grunde ist in Fig. 3 die Ausführungslänge der Schnecke kürzer als die theoretisch mögliche Feldlänge gewählt, und damit auf die Ausnutzung des äussersten Schwanzes des Feldes der steilgängigen Schnecke verzichtet. Wie weit man hierbei im einzelnen Falle zweckmässig geht, lässt sich nur anhand des aufgezeichneten Feldes beurtheilen, das also zu dem Zweck für neue, noch nicht erprobte Verhältnisse stets zu entwerfen ist. \*)

Beschränkt man die Höhe der Radzahnköpfe auf das kleinste praktisch noch zulässige Mass dadurch, dass man die Zahnkronen nach dem Durchmesser des Radmittelschnittes abdreht, Fig. 7, Taf. 4, so erhält man kurze Zahn- und Schneckenfelder, und eine etwa grössere Ausführungslänge der Schnecke bleibt unschädlich, weil nur das begrenzte kurze Arbeitsfeld zur Wirkung kommen kann.

Im allgemeinen führt die Ausführungsform mit cylindrisch nach dem Halbmesser des Mittelschnitts abgedrehten Schneckenrädern zu den besten Betriebsergebnissen, weil sie den günstigsten Theil des Eingrifffeldes ausnutzt und den schädlichen Einfluss kleiner Montirungsfehler am wenigsten zur Geltung kommen lässt.

Die Schnecken werden fast ausnahmslos in Stahl ausgeführt, auf der Drehbank sauber geschnitten und polirt und nicht selten auch gehärtet, weil sie dem stärksten Verschleiss ausgesetzt sind. Hin und wieder findet man auch gegossene Schnecken aus Stahlguss oder Gusseisen, die dann mit einer Nabhülse auf ihre Welle aufgesetzt werden. Für Wurmgetriebe mit hoher Umlaufzahl ist geschmiedeter Stahl jedenfalls allem anderen vorzuziehen. Die Schneckenräder werden entweder ganz aus Gusseisen oder für lebhaften Betrieb meist mit Zahnkränzen aus Phosphorbronze hergestellt und für sorgfältige Ausführungen gefräst. Der hierzu benutzte Fräser entspricht in seinem Gewindeprofil vollkommen der Arbeitsschnecke für das Rad, wird aber, wie alle Fräser, an den Schnittkanten hinterdreht und wie die gewöhnlichen Gewindeschneider schlank verjüngt, um die Zahnlücken in richtiger Theilung stufenförmig durch die aufeinander folgenden Fräsmesser einzuschneiden und in einem einzigen Arbeitsvorgang zu vollenden. \*\*) Für Handbetrieb pflegt man sich mit gegossenen Schneckenrädern zu begnügen. Für Motorbetrieb sind solche Räder nur zulässig, wenn man sie mit grosser Vorsicht, unter sehr allmählicher Belastung, einlaufen lässt, weil die Arbeitsschnecke hierbei gewissermassen die Frässhnecke zu ersetzen hat und keinen nennenswerthen Verschleiss erleiden darf, bis die Unvollkommenheiten der Radzähne abgeschliffen sind und der beiderseitige Verschleiss durch die Ausbildung ausreichender Anlageflächen im regelrechten Betriebe zum Stillstand kommt.

Da selbst gefräste Räder noch rauhe Schnittspuren tragen, sollten auch derartig sorgfältig hergestellte Wurmgetriebe nicht sofort in regelrechten Betrieb genommen werden. Sie bedürfen ebenfalls einer vorbereitenden

\*) In der grundlegenden, sehr verdienstvollen Arbeit von R. Striebeck: „Versuche mit Schneckengetrieben“, Z. d. V. d. I. 1897, S. 936 u. f., 968 u. f. und 1898, S. 1156 fehlt die Darstellung des Schneckenfeldgrundrisses. Dadurch entziehen sich diese Verhältnisse einer vollständigen Beurtheilung und haben zu dem irrtümlichen Schluss geführt, dass man die längste Eingriffslinie der Ausführungslänge der Schnecke zugrunde legen solle.

\*\*) Über ein Verfahren, Schneckenräder durch Schneiden mittelst eines Stichel, statt durch Fräsen herzustellen, siehe Engineering, April 1897, S. 438, Gibson Bevel and worm gear.

Einlaufperiode, die sich nur auf kürzere Zeit beschränkt.\*) Hierzu ist ganz allgemein zu bemerken, dass das Material der Schnecke stets erheblich härter sein sollte, als das der Radzähne, um durch das Einlaufen die Schnecke möglichst wenig in Mitleidenschaft zu ziehen und nicht etwa dabei ihre regelrechte Gewindeform ganz zu opfern. Im übrigen passen sich die Gleitflächen am schnellsten im Leerlauf bei grosser Geschwindigkeit — 3 bis 4 m/sec. — einander an, während die Glättung und Verdichtung der Oberflächen am besten bei mässiger Geschwindigkeit unter allmählicher Steigerung der Belastung bis nahe zu dem Betrage, wo die Zähne rau zu werden beginnen, vor sich geht. Während der Einlaufperiode ist die Ölfüllung, vorzüglich anfangs, in kurzen Zeiträumen zu erneuern. Dabei sind auch jedesmal die Schneckenlager sorgfältig zu reinigen, weil sonst die abgeschliffenen feinen Metallspäne in allen Gleitflächen wie Schmirgel wirken und fressen. Alle Schneckenträge sind im tiefsten Punkt mit einer Entleerungsöffnung von nicht zu kleinem Durchmesser zu versehen, die sich durch eine einfache Schraube mit Lederscheibe verschliessen lässt.

Der Verzicht auf die Schraubenform der Zähne und deren Ersatz durch einfache schräge Zähne in der Tangentenrichtung an die Schnecke ist nur

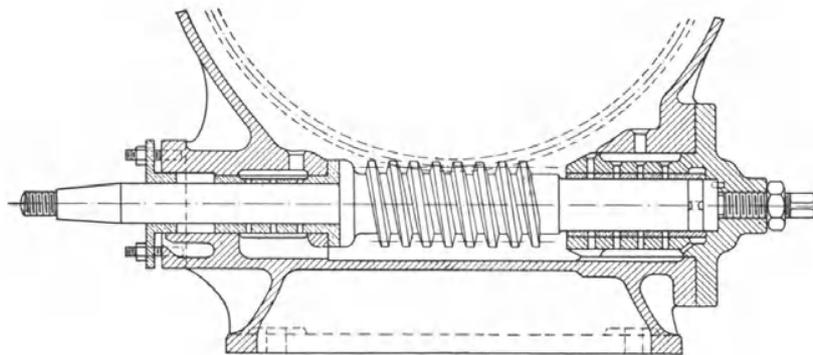


Fig. 161. 1:10.

für ganz selten benutzte Triebwerke mit Bedienung von Hand, wie für Schützenwinden und ähnliches statthaft, weil hierbei, abgesehen von der elastischen Formänderung und der Ausbildung grösserer Anlageflächen durch Verschleiss, Schnecke und Radzähne sich nur in einzelnen Punkten berühren.

Sorgfältige und dauernd reichliche Schmierung ist eine der wesentlichsten Grundbedingungen für die Lebensdauer von lebhaft benutzten Wurmgetrieben. Man lässt daher in solchen Fällen Schnecke oder Schneckenrad in einem Ölbad laufen und schliesst das ganze Getriebe in ein staubdichtes Gehäuse ein. Gewöhnlich lagert man die Schraube unten im Trog, wie in Fig. 161, die eine Ausführung von Unruh & Liebig wiedergibt und sich in ähnlicher Weise für die meisten Aufzugmotoren verwendet findet. Für starke Schnecken, welche sich getrennt auf ihre Welle aufsetzen lassen, verdient die Bauart Stigler, Taf. 20, Fig. 2, den Vorzug, weil dabei die besonderen, leicht Montirungsungenauigkeiten hervorrufenden Lagerbrillen vermieden werden, und sich die Schneckenwelle ohne Schnecke herausziehen lässt.

Im Kranbau führt die Höhenlage angekuppelter Wellen häufig dazu, die Schnecke oben in das Gehäuse einzubauen. Eine derartige Konstruk-

\*) Überlässt man das Einlaufen dem regelrechten Betrieb, so sind die zulässigen Belastungen um so kleiner, je grösser die Umlaufzahl. Vergl. Angaben hierüber in der Stribeck'schen Abhandlung, Z. d. V. d. I. 1898, S. 1159 u. f.

tion für einen Krahn der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Nürnberg mit einer dreigängigen Schnecke und 390 minutlichen Umläufen stellt Fig. 162 bis 164, S. 192, dar. Die Schmierung ist auch hier, obwohl das Öl nur mittelbar durch das Schneckenrad aus dem Trog bis an die Arbeitsstelle hinaufgefördert wird, durchaus genügend und sogar überraschend reichlich.

Bei oben liegender Schnecke wird das aus den Radzahlücken aufgenommene Öl von der Schnecke durch Centrifugalkraft erst abgeschleudert, nachdem es die Arbeitsflächen geschmiert hat, — also auch bei mässiger Zufuhr wenigstens vollkommen ausgenutzt — und läuft langsam an den kühlenden Flächen des Troges nach unten zurück. Liegt die Schnecke unten, so sucht sie, wie leicht einzusehen und durch Schaugläser unmittelbar zu beobachten ist, das Ölbad einseitig vom Rade abzudrängen, und es bedarf bei sehr schnelllaufenden Schnecken eines sehr reichlichen Ölstandes, um wirklich die volle Wirkung des Bades zu sichern. Hiervon kann man sich auch durch Temperaturmessungen bei verschiedenem Ölstand überzeugen. Ausserdem darf nicht übersehen werden, dass die tiefliegenden Schnecken mit dem Durchpeitschen des Öles auch alle etwa vorhandenen Verschleisstheile unablässig zwischen den Arbeitsflanken durchtreiben und, solange das Getriebe noch nicht vollständig eingelaufen ist, die Ölfüllung häufiger erneuert werden muss, als bei oben liegender Schnecke, wo sich das abgeriebene Metallpulver im tiefsten Trogpunkt ablagern kann, ohne als Schmirgel im ständigen Kreislauf zur Schnecke emporgefördert zu werden.

Schliesslich gewährt die Hochlage auch die sehr beachtenswerthen Vortheile, dass sich die Schnecke mit ihren Lagern bequemer einbaut und leicht zugänglich bleibt, keine Stopfbüchsen für die Welle verlangt und daher auch nie der Gefahr ausgesetzt ist, dass durch Undichtwerden der Stopfbüchse die Ölfüllung des Troges unbemerkt ausläuft, und das Getriebe durch Trockenlaufen in solchen Fällen in kürzester Zeit zugrunde geht.

Zum Schmieren sind stets zähflüssige Öle, wie das unter der Bezeichnung Staröl käufliche Cylinderöl, zu verwenden, die in dicker Schicht anhaften und verhältnissmässig langsam zwischen den Gleitflächen ausweichen. Im einzelnen Betriebsfall geben Temperaturmessungen zuverlässigen Aufschluss über die geeignetste Wahl und den Werth etwaiger Zusätze von Vaseline, starrem Fett, Flockengraphit oder ähnlichen Mischungen, die zum Theil in der Praxis empfohlen werden und auch hie und da, je nach der Ausführungsbeschaffenheit der Triebwerke und der Grösse des Betriebsdruckes gute Dienste leisten können, aber nie angewendet werden sollten, ohne sich durch das Thermometer Rechenschaft über den Erfolg zu geben.\*)

- Bezeichnet  $s$  die Ganghöhe des Schneckengewindes,
- $i$  die Zahl der Gewindegänge auf der Strecke der Ganghöhe,
- $t$  die Theilung des Schraubenrades,
- $z$  die Zähnezahl des Schraubenrades,
- $\omega_1$  die Winkelgeschwindigkeit der Schnecke,
- $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit des Rades,
- $R$  den Theilkreishalbmesser des Schraubenrades,
- $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im Theilkreis.

so ist 
$$\frac{v}{s} = \frac{\omega_1}{2\pi} \quad \text{oder} \quad v = \frac{\omega_1 s}{2\pi} \quad \text{und} \quad \omega = \frac{v}{R} = \frac{\omega_1 s}{2\pi R},$$

und ferner mit  $s = it$  und  $2R\pi = zt$

\*) Eine eingehende Bestimmung des Zusammenhanges zwischen Belastung, Geschwindigkeit und Erwärmung liefert die: „Untersuchung eines dreigängigen Schneckengetriebes von C. Bach u. E. Roser, Z. d. V. d. I. 1903, S. 221 u. f.

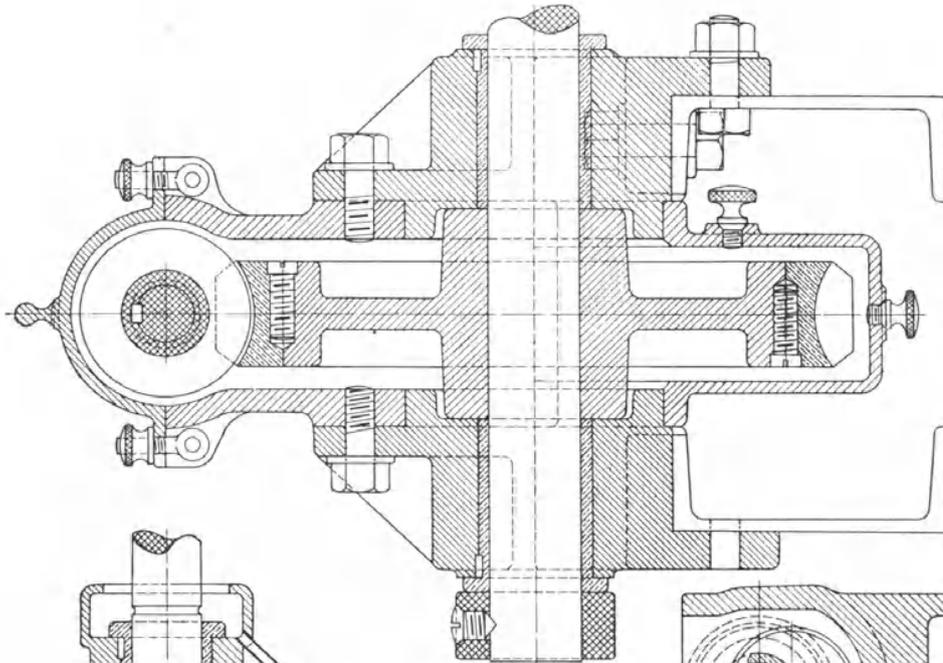


Fig. 164.

1:5.

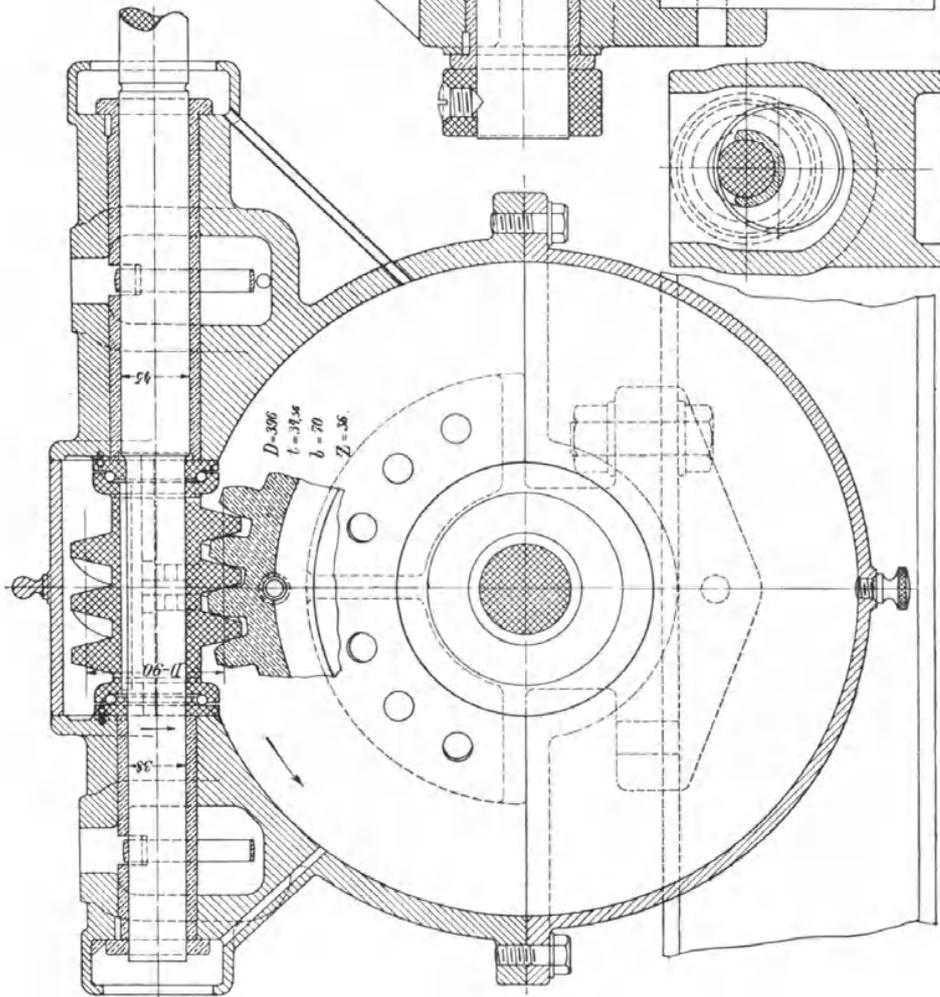


Fig. 163.

1:5.

Fig. 162.

$$\frac{\omega}{\omega_1} = \frac{i}{z} \dots \dots \dots 196.$$

Die Winkelgeschwindigkeiten des Rades und der Schnecke verhalten sich, wie bei gewöhnlichen Zahnrädern, umgekehrt wie die Zähnezahlen, d. h. wie die Gangzahl der Schraube zur Zähnezahl des Schraubenrades. Während man aber bei gewöhnlichen Zahnrädern die Zähnezahl überhaupt nicht unter 3 herabmindern kann und wegen der ungünstigen Eingriffverhältnisse bei kleiner Zähnezahl für Motorbetrieb nicht gern unter 15 Zähne anwendet, bietet die eingängige Schraube ein Mittel, das Übersetzungsverhältniss soweit zu steigern, dass hiermit nur noch Grisson-Getriebe in Wettbewerb treten können.

Für die eingängige Schraube mit Schneckenrad ist das Umsetzungsverhältniss  $= \frac{1}{z} \dots \dots \dots 197.$

für die doppelgängige Schraube mit Schneckenrad  $= \frac{2}{z} \dots \dots 198.$

u. s. f.

Die ausserordentlich starke Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzung hat vor allem zu vielfacher Anwendung der eingängigen Schnecke geführt. Die gleichzeitige Eigenschaft der Sperrung des selbstthätigen Rücklaufes wird nicht selten, trotz der Wirkungsverluste, als ein weiterer Vorzug erachtet. Dass die Selbstsperrung durch die eigenen Arbeitswiderstände der Schnecke bei dem schwankenden Reibungswiderstand, der vorzüglich in der Ruhe und in der Bewegung sehr verschiedene Grösse hat, mehr oder minder zweifelhaft ist, folgt aus den nachfolgenden Angaben über den Gütegrad der Schneckentriebwerke. E. Becker in Berlin hat den steilgängigen Schnecken mit zwei und drei Gängen für viele Windenantriebe Eingang verschafft und unter Verzicht auf die unmittelbare Sperrung des selbstthätigen Rücktriebs durch die eigenen Reibungswiderstände der Schnecke, diese Aufgabe, wie bei Stirnräderwinden, besonderen Bremswerken übertragen, die entweder selbstthätig in Wirksamkeit treten oder von aussen gesteuert werden.

#### n. Gütegrad der Schneckentriebwerke.

Bezeichnet  $\alpha$  den Steigungswinkel der Schnecke in der mittleren Schraubenlinie,

$K$  den Umfangedruck des Schraubenrades in der Achsenrichtung der Schnecke,

$r$  den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,

$P$  die Kurbel- oder Umfangskraft, welche zum Überwinden der Schneckenbelastung  $K$ , sowie der Schrauben- und Zapfenreibung der Schneckenwelle erforderlich ist,

$a$  den Arm, an dem die Kurbel- oder Umfangskraft  $P$  wirkt,

$r$  den Halszapfenhalbmesser,

$r_1$  den mittleren Stützapfenhalbmesser,

$\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,

$\varrho$  den Reibungswinkel des Schneckengetriebes,

so ist angenähert  $Pa = Kr \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu Kr_1 + \mu Pr^*$

\*) Bei strengerer Rechnung würde zu berücksichtigen sein, dass die Schraubenreibung den Widerständen scharfgängiger Schrauben entspricht, weil die Gewindeflächen zur Schneckenachse nicht wie bei gewöhnlichen flachgängigen Schrauben unter  $90^\circ$  geneigt sind. Es würde dementsprechend statt  $\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$  der genauere Werth

$$P = \frac{K[r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu r_1]}{a - \mu r} \dots \dots \dots 199.$$

Für den ideellen Kurbeldruck wäre zu setzen  $P_0 = \frac{Kr \operatorname{tg} \alpha}{a}$ .

Mithin der Wirkungsgrad der Schneckenwelle

$$\eta_1 = \frac{r \operatorname{tg} \alpha \cdot (a - \mu r)}{a [r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \mu r_1]} \dots \dots \dots 200.$$

Der gleichzeitige Einfluss der Zahnreibung im Schneckengetriebe ist verhältnissmässig verschwindend klein, weil der allgemeine Werth des Wirkungsgrades der Zahnräder  $\eta = \frac{z}{z + \mu \tau \left(1 + \frac{z}{Z}\right)}$  hier für  $Z = \infty$  in  $\eta = \frac{z}{z + \mu \tau}$

übergeht und selbst für kleine Werthe von  $z$  nahezu  $= 1$  wird.

Berücksichtigt man die in der Anmerkung näher dargelegten Ungenauigkeiten in der Bestimmung des Gütegrades der Schneckenwelle, welche vor allem aus der Schwierigkeit entspringen, die Zapfenreibung allgemein genügend genau im voraus zu berechnen, so erscheint es durchaus gerechtfertigt, die neben der Schraubenreibung auftretenden Verluste wenigstens für Entwürfe, die erst nach Feststellung aller einzelnen Masse genauere Werthbestimmungen zulassen, in einem Mittelwerth zusammenzufassen, der, abgesehen von Kugellagern, die sehr geringe Reibung verursachen, erfahrungsgemäss auf etwa 10% der Antriebskraft zu schätzen ist. Wir setzen demgemäss den Wirkungsgrad der Schneckenwelle für solche Fälle

$$\eta_s = \frac{0,9 \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} \dots \dots \dots 201.$$

mit dem Grenzwert  $\varrho \leq 6^\circ$ , über den noch weiter unten nähere Angaben folgen.

Der Gesamtwirkungsgrad einer Schneckenwinde mit Lasttrommel bestimmt sich alsdann durch

$$\eta = \eta_s \cdot \eta_t \dots \dots \dots 202.$$

falls  $\eta_t$  das Güteverhältniss der Trommel und Trommelwelle bezeichnet, welches für Seil- und Kettentrommeln früher S. 138 entwickelt ist:

Bezeichnet  $Q$  die Last an der Trommel, Fig. 165,  $R_1$  ihren Halbmesser,  $i$  wie bisher die Zahl der Schraubengänge auf der Strecke  $s$ , der Ganghöhe der Schnecke,  $t$  die Theilung des Schraubenrades und  $z$  seine Zähne-

$$\frac{\mu_1 \cos \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta} + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \mu_1 \sin \alpha \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

einzuführen sein, falls  $\mu_1$  den Reibungskoeffizienten des Schraubenmaterials und  $\beta$  den spitzen Winkel bezeichnen, den die Schraubenflächenneigung an der Berührungsstelle mit dem Radius der Schraubenspindel bildet. Für Schnecken mit geradflankigen, unter  $75^\circ$  zur Schraubennachse geneigten Gewindeflächen ist  $\beta = 15^\circ$ , und für  $\mu_1$  wäre  $\operatorname{tg} \varrho = 0,105$  entsprechend  $\varrho = 6^\circ$  zu setzen. Weiter wäre bei genauerer Rechnung zu berücksichtigen, dass der Kurbeldruck sich nicht, wie hier durch den Werth  $\mu Pr$  angenommen, einfach in gleicher Grösse ausschliesslich auf das benachbarte Lager absetzt, sondern beide Wellenzapfen belastet und im nächstliegenden Lager einen Druck erzeugt, der in dem Masse grösser als  $P$  ausfällt, wie der Abstand der Kurbel vom Halslager wächst. Schliesslich empfangen beide Zapfen auch noch einen wagrechten Druck von der Seitenkraft des Zahndruckes. Alle diese Einflüsse erhöhen den Werth von  $P$  und verkleinern demnach  $\eta_1$ , ohne dass sie sich bei ihrer Abhängigkeit von besonderen Ausführungsverhältnissen allgemein im voraus berücksichtigen lassen, sie treten aber wesentlich hinter der Einwirkung von  $\varrho$  zurück. Schliesslich ist auch noch darauf aufmerksam zu machen, dass bei Evolventenschnecken mit grösserem Steigungswinkel als  $18^\circ$  die regelrecht gleitende und wälzende Zahnreibung in den längeren Feldstrecken des Eingriffs mehr und mehr in reines Gleiten übergeht und deshalb über diese Grenze hinaus der Wirkungsgrad nur noch langsam und wenig wächst.

zahl,  $R$  den Theilkreishalbmesser des Rades, so berechnet sich die ideelle Antriebskraft  $P_0$  am Kurbelarm  $a$  aus der Beziehung

$$2a\pi P_0 = \frac{Q R_1 s}{R}$$

und da  $s = it$ , sowie  $2\pi R = zt$

$$P_0 = Q \frac{R_1 i}{a z}$$

also die wirkliche Antriebskraft

$$P = \frac{Q}{\eta} \cdot \frac{R_1 i}{a z} \quad \mathbf{203.}$$

Die Wahl des Schneckendurchmessers bleibt hiernach ohne Einfluss auf das Verhältniss von  $P:Q$ .

Je nachdem, unter Verzicht auf einen günstigen Wirkungsgrad, das Hauptgewicht auf möglichst gedrängte Konstruktion bei starker Übersetzung gelegt wird oder andererseits das Streben, das Güteverhältniss zu erhöhen, in den Vordergrund tritt, hat man sich von vornherein über den Werth von  $\alpha$  zu entscheiden.

Innerhalb der Grenzen, in denen die Annäherungsgleichung  $\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)}$  Gültigkeit hat, — also auch mit der am Schluss der Fussnote auf der vorangegangenen Seite angeführten Beschränkung — wächst der Wirkungsgrad mit  $\alpha$  bis  $\alpha = 45 - \frac{\varrho}{2}$  und würde hierfür seinen grössten Werth mit etwa 0,8 erreichen, wenn  $\varrho = 6^\circ$  gesetzt wird.

Die Beziehung  $\text{tg } \alpha = \frac{s}{2r\pi} = \frac{it}{2r\pi}$  oder  $r = \frac{it}{2\pi \text{tg } \alpha}$  . . . . . **204.**

zeigt, dass mit wachsendem  $\alpha$ , unter sonst gleichen Verhältnissen, der Theilkreishalbmesser  $r$  der Schnecke und damit auch der Schneckenkern abnimmt, der für die aufzunehmende Biegungs- und Drehungsanstrengung genügend kräftig bleiben muss. Abgesehen von  $t$  kann der Halbmesser  $r$  nur durch  $i > 1$  wesentlich verstärkt werden. Da aber durch  $i > 1$  für ein bestimmtes Umsetzungsverhältniss  $\frac{i}{z}$  auch die Zähnezahzahl des Schneckenrades und damit seine Grösse im gleichen Verhältniss gesteigert wird, sowie ausserdem der Seitendruck erheblich zunimmt, verzichtet man meist auf den günstigsten Wirkungsgrad.

In der Praxis findet man  $\alpha$  zwischen  $4^\circ$  und  $30^\circ$  ausgeführt. Den Grenzwerten  $\alpha = 4^\circ$  und  $\alpha = 18^\circ$  entsprechen für den Wirkungsgrad der Schnecke  $\frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)}$  mit  $\varrho = 6^\circ$  die Werthe 0,4 bis 0,73 für ganz geringe Geschwindigkeiten.

Versuche von Stodola im Jahre 1895,<sup>\*)</sup> sowie die besonders eingehenden Versuche von Stribeck haben dargethan, dass der Reibungskoeffizient der Schneckentriebwerke von der Temperatur, dem Zahndruck

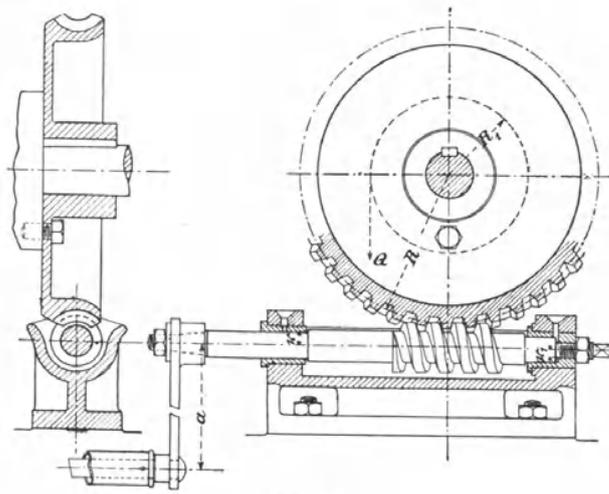


Fig. 165.

<sup>\*)</sup> Schweizerische Bauzeitung vom 20. Juli 1895, S. 16.

und der Gleitgeschwindigkeit abhängt, und zwar derart, dass die beiden letzten Einflüsse, je nach dem Material und dem Grade des Einlaufens, in verschiedener Weise zur Geltung kommen. Allgemein ist der Reibungskoeffizient der Ruhe und langsamen Bewegung grösser, als der für gesteigerte Geschwindigkeit. Während Stodola für eine Stahlschnecke und Bronzerad mit wachsender Geschwindigkeit eine stetige Abnahme des Reibungswiderstandes beobachtete, machte Stribeck die gleiche Wahrnehmung nur bei gusseisernen Triebwerken und fand den Wirkungsgrad der Stahlschnecke, im Eingriff mit Bronzeshnellen von 350 bis 1500 Umläufen in der Minute, für eine Gleitgeschwindigkeit von 1,5 m/sec bis 6,5 m unter sehr verschieden grossen Zahndrücken konstant. Beide fanden übereinstimmend, dass der Reibungskoeffizient für sehr hohe Gleitgeschwindigkeiten bis auf etwa 0,02 sinkt.\*) Dem entspricht ein Reibungswinkel  $\varrho$  von  $\sim 1^{\circ} 30'$ . Diese Beobachtungen lassen sich dadurch erklären, dass unter den eigenthümlichen Eingriffverhältnissen des Wurmgetriebes mit den ständig weiter wandernden Druckflächen, die vorwiegend wälzend aufeinander arbeiten, das Öl bei hohen Umlaufgeschwindigkeiten keine Zeit findet, zwischen den Gleitflächen zu entweichen, und dass um so mehr reine Flüssigkeitsreibung auftritt, je vollkommener die Beschaffenheit der Oberflächen und je kürzer die Zeitdauer ihrer Berührung ist. Bei vollkommen eingelaufenen und harten Flächen liegt die Geschwindigkeitsgrenze für den Beginn der reinen Flüssigkeitsreibung, die unter verschiedenen Druckkräften konstante Reibungswiderstände von minimaler Grösse liefert, niedriger, als bei rauheren, deren Unebenheiten um so eher durch die Ölschicht in gegenseitige Berührung treten, je dünner diese unter der Druckdauer und der Druckgrösse wird. Im Zustande der Ruhe und während langsamer Drehung entweicht das Öl mehr oder minder vollständig zwischen den belasteten Flächen, und damit nähert sich der Reibungskoeffizient dem weiter oben angenommenen Grenzwert von  $\operatorname{tg} 6^{\circ}$ .

Stribeck fand den Wirkungsgrad eines gusseisernen Wurmgetriebes, dessen mittlerer Steigungswinkel  $\alpha$  nur  $5^{\circ} 42' 38''$  betrug, bei  $8\pi$  Ganghöhe, 60 mm Kern-, 95 mm äusserem Durchmesser und 30 Radzähnen unter 200 kg Zahndruck, bei  $60^{\circ}$  Öltemperatur 67,5, 71 und  $74\frac{0}{100}$ , je nachdem die Schnecke 366, 600 oder 950 Umdrehungen in der Minute vollführte, und damit die Gleitgeschwindigkeit von 1,5 auf 2,5 und schliesslich auf 4 m in der Sekunde gesteigert wurde. Für eine doppelgängige Stahlschnecke von gleicher Theilung und dem mittleren Steigungsverhältniss  $\operatorname{tg} \alpha = 0,318$ , im Eingriff mit Bronzeshnellen, ergab sich der Wirkungsgrad für Gleitgeschwindigkeiten von 1,5 bis 6,5 m/sec aufwärts — 350 bis 1500 Uml/min — während längerer Versuchsdauer unter wechselnden Zahndrücken nahezu konstant, im Mittel zu etwa  $90\frac{0}{100}$ . Auch Stodola hat für eine doppelgängige Schnecke von nahezu gleichen Abmessungen für 6 m/sec Gleitgeschwindigkeit einen annähernd gleichhohen Wirkungsgrad von über  $87\frac{0}{100}$  festgestellt und Westberg neuerdings bei Anwendung von Kugellagern sogar  $\eta$  bis  $94,5\frac{0}{100}$  gefunden.\*\*)

Nach dem Vorstehenden ist die Bezeichnung „selbsthemmende Schneckengetriebe“ im allgemeinen lediglich auf den Ruhezustand zu beziehen, und diese Eigenschaft wird mit dem Überschreiten der Grenze von  $5^{\circ}$  Steigungswinkel um so mehr in Frage gestellt, je vollkommener das Triebwerk hergestellt oder eingelaufen ist, und je grössere Werthe die Arbeitsgeschwindigkeit annimmt.

\*) Nach Westberg: „Schneckengetriebe mit hohem Wirkungsgrad“, Z. d. V. d. I. 1902, S. 915, sinkt der Reibungskoeffizient, wie bei den Gleitlagern, sogar auf 0,01.

\*\*) Westberg, Schneckengetriebe mit hohem Wirkungsgrad, Z. d. V. d. I. 1902, S. 915 u. f.

Trotzdem empfiehlt es sich, Entwürfen für den Energieverbrauch von Hebemaschinen mit sorgfältig auszuführenden Schnecken allgemein nur den niedrigen Wirkungsgrad des Schneckengetriebes  $\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)}$  mit  $\varrho = 6^\circ$ , und bei roher Ausführung für Handbetrieb sogar  $\varrho = 7^\circ$ , zu Grunde zu legen, weil geringe Ausführungs- und Montirungsfehler, sowie etwaiger Verschleiss den Wirkungsgrad erheblich herabsetzen und die ungünstigeren Verhältnisse der ständig wiederkehrenden Anlaufperioden, in denen reine Flüssigkeitsreibung noch nicht zustande kommt und zudem eine Mehrbelastung durch die rechnerisch nicht berücksichtigten Beschleunigungswiderstände vorhanden ist, in den Vordergrund der Konstruktionsanforderungen treten, wenn man Anfressen der Getriebe durch zeitweise Überlastung sicher vermeiden will. Die günstigeren Verhältnisse der kurzen Beharrungsperioden kommen dann der Schonung des Triebwerkes zu gute, und der wirtschaftliche Vortheil des geringeren mittleren Energieverbrauches bleibt auch bei so vorsichtig ausgeführten Konstruktionen im Betriebe selbstverständlich gewahrt.

Die mehrfach vertretene Ansicht, dass Schneckentriebwerke als Ersatz für sonst nothwendige doppelte Stirnräderübersetzungen einen gleichen, unter Umständen noch höheren Wirkungsgrad liefern und deshalb allgemein den Vorzug verdienen, fand ich bei meinen zahlreichen Vergleichsmessungen an den Krahen der Düsseldorfer Ausstellung 1902 nicht bestätigt, sondern in allen Fällen den Wirkungsgrad von Getrieben mit Schnecken für gleiche Leistungen wenigstens um einige Procente, zum Theil auch ganz erheblich niedriger.\*) Man darf nicht übersehen, dass bei allen Laboratoriumversuchen mit Schnecken die Wartung des Getriebes eine aussergewöhnlich sorgfältige ist.

**o. Zahnbreite, Theilung, Schnecken- und Schneckenrad-durchmesser.**

Die Grösse der Eingriffelder, Taf. 4, wächst unter sonst gleichen Verhältnissen mit  $\beta$ , Fig. 166, gleichzeitig nehmen aber auch die Verjüngungen der Zahnköpfe in den zu beiden Seiten der Mitte gelegenen Radschnitten mit  $\beta$  zu, und liefern schliesslich für grosse Werthe von  $\beta$  in den durch A und C senkrecht zur Radachse geführten Schnitten unzulässig spitze Zähne oder gar vorzeitige Überschneidungen der beiden Flankenprofile.

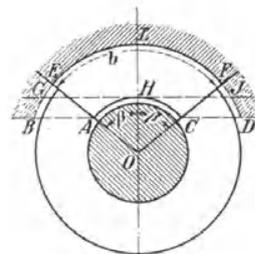


Fig. 166.

- Bezeichnet  $r$  den Theilrisshalbmesser der Schnecke in cm,
- $i$  die Gangzahl der Schnecke,
- $t$  die Schnecken- oder Radtheilung in cm,
- $z$  die Zähnezah des Rades,
- $\zeta$  einen von der Zähnezah des Rades abhängigen Koeffizienten,

so ist nach Stribeck für Evolventenräder mit mindestens 28 Zähnen und  $0,3 t$  Kopfhöhe im Mittelschnitt der Grenzwert bei kegelförmigen oder cylindrischen Mantelflächen

$$\text{tg } \beta = \frac{\zeta}{r} + 0,6 \quad \dots \dots \dots \quad 205.$$

\*) Siehe die Berichte des Verfassers: Die Hebezeuge auf der Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf, Z. d. V. d. I. 1902 u. 1903.

wo für	$z = 28$	$36$	$45$	$56$	$62$	$68$	$76$	$84$
	$\zeta = 1,9$	$2,1$	$2,3$	$2,5$	$2,6$	$2,7$	$2,8$	$2,9$ .

Das Verhältniss von  $r:t$  ist von dem im Entwurf angestrebten Güteverhältniss des Wurmgetriebes abhängig und aus der Beziehung

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)} \quad \text{mit} \quad \text{tg } \alpha = \frac{it}{2r\pi}$$

zu bestimmen, wobei die über  $i$  zu treffende Entscheidung von der erforderlichen Wellenstärke abhängt.

Für Schnecken, die mit ihrer Welle aus einem Stück hergestellt werden, liegt  $r:t$  meist zwischen  $3:4$  bis  $5:4$ . Für aufgesetzte Schnecken ist  $r:t \geq 5:4$ .

Je grösser  $\beta$  und je breiter infolge dessen die Räder ausfallen, um so mehr Sorgfalt ist auf richtige Montirung des Getriebes und auf dauerndes Zusammenfallen der Radmittelebene mit der Schneckenachse zu verwenden.\*)

Die Gründe, welche dafür sprechen den Grenzwert  $\beta$  überhaupt zu vermeiden und statt der Zahnungsgrenzung nach *EAHCF* oder *BAHCD* die Zahnkrone nach der Geraden *GJ*, Fig. 166, S. 197, auszuführen, d. h. sich mit cylindrisch abgedrehten Rädern vom äusseren Halbmesser des Mittelschnittes zu begnügen, sind S. 188 u. 189 erörtert.

Der Berechnung der Theilung  $t$  für den Umfangsdruck  $K$  in der Richtung der Schneckenachse ist die allgemeine Beziehung für Zahnräder

$$K \leq kbt \dots \dots \dots 206.$$

zu Grunde zu legen, wo  $k$  den Koeffizienten bedeutet, der die zulässige spezifische Pressung und Biegungsanstrengung zum Ausdruck bringt, und  $b$  hier die Breite *ELF* des Zahnfeldes, Fig. 166, S. 197, an der Wurzel in der Länge des Bogens gemessen, bezeichnet.

Mit Rücksicht auf die günstigen Eingriffverhältnisse, die sich im allgemeinen bis auf drei Zähne erstrecken, wird den Festigkeitsrücksichten genügt, wenn

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{k_b}{12} bt \text{ für eingängige Schrauben oder allgemein für kleine Winkel } \alpha \\ K &= \frac{k_b}{15} bt \text{ für mehrgängige Schrauben oder allgemein für grosse Winkel } \alpha \end{aligned} \right\} 207.$$

$k_b$  bedeutet die zulässige Biegungsanstrengung der Radzähne und liefert mit  $b$  und  $t$  in cm folgende Werthe:

$$\left. \begin{aligned} K &= 25 bt \text{ bis } 20 bt \text{ für gusseiserne Radzähne} \\ K &= 40 bt \text{ bis } 32 bt \text{ für Radzähne aus Phosphorbronze} \end{aligned} \right\} \cdot 208.$$

Hiernach ist in Gleichung 206

$$\left. \begin{aligned} k \text{ für Gusseisen} &= 25 \text{ bis } 20 \text{ kg/qcm} \\ k \text{ für Phosphorbronze} &= 40 \text{ bis } 32 \text{ kg/qcm} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 209.$$

Die Versuche zeigen, dass unter diesen Belastungen, sofern sie erst nach dem Einlaufen des Getriebes zugelassen werden, die Flächen noch vollkommen reichlich geschmiert bleiben, und damit also gleichzeitig auch

\*) Die plötzliche Wirkung der Stoppbremsen für Schneckenradwinden ruft beim jedesmaligen Anhalten einen stossartigen Schlag zwischen den Eingriffsfanken hervor, der das Schneckenrad seitlich zu verschieben sucht und unter Umständen im Laufe der Zeit von seinem Wellenkeil ablöst, wenn dieser in der Richtung der Bremsschläge eingetrieben war. Die Räder sind deshalb entweder fest auf die Welle aufzupressen oder durch einen Keil gegen eine Wellenschulter zu treiben. Auch können genau justirte lose Seitenscheiben zwischen Radnabe und Gehäuseaugen zum Sichern der richtigen Lage benutzt werden.

den Rücksichten auf Schutz gegen Verschleiss genügt wird, so lange gewisse, noch näher anzugebende Geschwindigkeitsgrenzen nicht überschritten werden, aber ich empfehle im allgemeinen die unteren Grenzwerte nicht zu überschreiten und eher noch darunter zu bleiben, obwohl je nach der Beschaffenheit des Schmieröles unter Umständen der Wirkungsgrad mit den höheren Werthen von  $k$  noch steigt.

Für Handbetrieb und vor allem für aufhängbare Hebezeuge, wie Schraubenflaschenzüge, wo möglichst gedrängte Abmessungen und geringes Gewicht in den Vordergrund treten, werden die vorstehenden Werthe noch erheblich überschritten und zum Theil bis 50% höher gewählt, wenn die Grenzlast selten zu heben ist.

Mit steigender Geschwindigkeit nimmt die Wärmeerzeugung durch die Reibungsarbeit zu, und diese darf, dafür auf die Einheit der Arbeitsflächen bezogen, einen gewissen Grenzwert nicht überschreiten, weil sonst die zugeführte Wärme die abgeleitete überwiegt, und damit eine stetige Temperaturzunahme erfolgen, das Getriebe also heiss laufen würde.

Stribeck entwickelt für die zulässige Arbeitsleistung der Schneckengetriebe inbezug auf den Schutz gegen Warmlaufen die Beziehung

$$N = \kappa i t^2 \dots \dots \dots \mathbf{210.}$$

und giebt für die Werthe des Koefficienten  $\kappa$  aus seinen Versuchen nachstehende Tabelle:

$$\text{Werthe für } \kappa = \frac{N}{i t^2}$$

Min.- Umdr. der Schraube	Die Temperatur des Schmieröls beträgt 60° C. nach einer Betriebsdauer von durchschnittlich					
	15 Min.		30 Min.		45 Min.	
	Schraube		Schraube		Schraube	
	1-gängig	2-gängig	1-gängig	2-gängig	1-gängig	2-gängig
352	0,35	0,40	0,26	0,34	0,19	0,26
542	0,45	0,49	0,36	0,42	0,26	0,31
745	0,49	0,56	0,42	0,49	0,30	0,34
991	0,51	0,60	0,45	0,54	0,33	0,36
1476	0,52	0,63	0,46	0,57	0,34	0,37

Da nach den weiter oben mitgetheilten Grenzwerten, Gleichung 206 und 209

$$K \leq k b t,$$

muss auch die Arbeitsleistung der Schnecke bei  $n$  Umläufen in der Minute

$$\frac{K i t n}{75 \cdot 60 \cdot 100} = \frac{k b t^2 i n}{450000} \leq \kappa i t^2$$

sein, wenn unzulässiges Warmlaufen verhütet werden soll. Daraus folgt

$$n \leq 450000 \frac{\kappa}{k b} \dots \dots \dots \mathbf{211.}$$

als Grenzumlaufzahl, bis zu der die Berechnung der Theilung auf die Gleichungen 206 bis 209 zu stützen ist, während sich für höhere Geschwindigkeiten die Theilung aus der Gleichung 210 für  $N = \kappa i t^2$  bestimmt. Für gusseiserne Zähne besteht die Gefahr des Warmlaufens wegen der niedrigen Werthe von  $k$  und der meist auch verhältnissmässig niedrigen Umdrehungszahlen, für welche man solche Getriebe zulässt, nur beim vollbelasteten Einlaufen.

Für nicht eingelaufene gusseiserne Schneckengetriebe setzt Stribeck nach seinen Versuchen als Grenzwert der Arbeitsleistung

$$N \leq 0,15 \text{ } it^2 \quad \dots \quad \text{211a.}$$

Die Versuchsergebnisse von C. Bach und E. Roser aus dem Ingenieurlaboratorium der Stuttgarter technischen Hochschule über die Abhängigkeit des Werthes  $k$  für Phosphorbronze und Stahl von der als zulässig erachteten Temperaturerhöhung  $t_o - t_l$  des Öles über die Lufttemperatur  $t_l$  und der Umlaufgeschwindigkeit  $v$  der Schnecke im Theilriss, gemessen in m/sec., sind vom Assistenten Braun in der Beziehung zusammengefasst:

$$\left. \begin{aligned}
 k &= a (t_o - t_l) + c \\
 \text{mit den Werthen } a &= \frac{0,0669}{v} + 0,4192 \\
 \text{und } c &= \frac{109,1}{v + 2,75} - 24,92
 \end{aligned} \right\} \dots \text{212.*)}$$

Berechnung von Schneckengetrieben. Bezeichnet:

$M = Pa$  das Antriebmoment der Schnecke in kgcm, mit Einschluß der Reibungswiderstände,

$K$  wie bisher, den Umfangsdruck im Schneckenrade in kg, in der Richtung der Schneckenachse,

$N$  die zu übertragende wirkliche Leistung der Motorwelle in Pferdestärken,

$n$  die minutliche Umlaufzahl der Schnecke,

$i$  die Gangzahl der Schnecke,

$t$  die Theilung in cm und  $s$  die Steigung =  $it$ ,

$b = \psi t$  die Radzahnbreite in cm, gemessen im Kreisbogen der Zahnwurzel *ELF*, Fig. 166, S. 197,

$\alpha$  den Steigungswinkel der Schnecke im Theilriss,

$\rho$  den Reibungswinkel zwischen Schnecke und Schneckenradmaterial,

$k$  den zulässigen Belastungskoeffizienten im Getriebeeingriff,

$\eta_s$  den Wirkungsgrad der Schnecke im Anlaufbeginn,

so besteht für einen vollen Umlauf der Schnecke die Arbeitsgleichung

$$Pa \cdot 2\pi = 2\pi M = \frac{K}{\eta_s} s = \frac{K}{\eta_s} it$$

und nach Gl. 206, S. 198, mit  $K \leq kbt \leq k\psi t^2$

$$2\pi M = \frac{\psi ikt^3}{\eta_s}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M}{\psi ik} \cdot \eta_s} \quad \dots \quad \text{213.}$$

Aus der allgemeinen Beziehung  $N = \frac{P 2\pi a n}{75 \cdot 60 \cdot 100}$

folgt  $Pa = M = \frac{450 \cdot 1000}{2\pi} \cdot \frac{N}{n}$

und hiermit  $t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{\psi ik} \frac{N}{n \eta_s}} \quad \dots \quad \text{214.**)}$

\*) Untersuchung eines dreigängigen Schneckengetriebes. Von C. Bach u. E. Roser, Z. d. V. d. I. 1903, S. 221.

\*\*) Fasst man in Gl. 213 u. 214 die Werthe  $M\eta_s$ , das vom Schneckenrad aufzunehmende Drehmoment, und  $N\eta_s$ , die vom Schneckenrade zu übertragende Leistung, je

In dieser Gleichung stellt  $N\eta_s$  die vom Schneckenrade aufzunehmende Arbeitsleistung in PS dar, welche sich bei Entwürfen am kürzesten aus der gegebenen Nutzlast und Fördergeschwindigkeit, unter Berücksichtigung der Wirkungsverluste in der Trommel und in den etwa zwischen Trommel und Schneckenrad — bei Fahrwerken zwischen Lauf- und Schneckenrad — anzuordnenden Zwischenvorgelegen berechnet.

Die Werthe  $i$  und  $n$  folgen aus den Annahmen des Entwurfes, wobei für Getriebe mit hohem Wirkungsgrad eine mehrgängige Schnecke, bei angestrebter Selbsthemmung dagegen  $i = 1$  zu wählen ist und  $n$  davon abhängt, ob Riemetrieb, schnell oder langsam laufende Motoren, in Aussicht genommen werden.

Für  $k$  sind die Anhaltswerthe aus Gl. 208 oder 209, S. 198, zu entnehmen, und für  $\psi$  ist, vorbehaltlich einer Nachrechnung, zunächst der fast stets erreichbare Werth 2,5 einzusetzen.

Für stark belastete Schnecken oder sehr lebhaften Betrieb mit kurzen Unterbrechungen werden die Gl. 211a oder 212 massgebend, wenn sie grössere Werthe für  $t$  liefern.

Je nach der zum Schneiden der Schnecke verfügbaren Drehbank ist, wie schon früher hervorgehoben, der Rechnungswerth der gemeinsamen Rad- und Schneckenheilung  $t$  auf ganze Millimeterzahl oder  $\frac{1}{16}$  Zoll engl. abzurunden.

Die Entscheidung über die Zähnezah  $z$  für den

$$\text{Theilkreisdurchmesser des Schneckenrades } 2R = \frac{zt}{\pi} \quad \dots \quad \mathbf{215.}$$

ist abhängig von dem mit dem Schneckengetriebe zu vermittelnden Übersetzungsverhältniss  $i : z$ , und dafür bei Winden der Trommeldurchmesser und die Fördergeschwindigkeit, bei Krahnfahrwerken der Laufraddurchmesser und die Fahrgeschwindigkeit massgebend.

Bezeichnet  $D$  den Durchmesser der Trommel oder des Laufrades in m,  $v$  die sekundliche Förder- oder Fahrgeschwindigkeit in m,  $\varphi$  das Übersetzungsverhältniss eines etwa ausser dem Schneckengetriebe zwischen Schneckenwelle und Trommel oder Laufrad noch vorhandenen Räderwerkes —  $\varphi = 1$ , wenn keine solche Zwischenübersetzung vorhanden ist —

$$\text{so ist} \quad v = \frac{D\pi n i}{60} \cdot \frac{1}{z} \cdot \varphi$$

$$\text{also} \quad D = \frac{60 v}{n\pi} \cdot \frac{z}{i} \cdot \frac{1}{\varphi} \quad \dots \quad \mathbf{216.}$$

$$\text{oder} \quad z = \frac{D\pi}{v} \cdot \frac{n}{60} i \varphi \quad \dots \quad \mathbf{217.}$$

Bei Benutzung der beiden letzten Gleichungen hat man zu beachten, dass für günstige Eingriffverhältnisse  $z \geq 28$  zu wählen ist und  $D$  als Trommeldurchmesser, im Hinblick auf die zugehörige Seildraht- oder Kettenstärke, oder als Laufraddurchmesser, mit Rücksicht auf die Beschränkung der specifischen Pressung zwischen Schiene und Rad und des Fahrwiderstandes, genügend grosse Werthe erhalten müssen. Diese Bedingungen können auf die Entscheidung über  $n$ ,  $i$  oder  $\varphi$  einwirken.

Der Theilrisshalbmesser der Schnecke

$$r = \frac{it}{2\pi \operatorname{tg} \alpha} \quad \dots \quad \mathbf{218.}$$

in einem Buchstaben, z. B.  $M'$  und  $N'$  zusammen, so entsprechen, wie selbstverständlich, beide Gleichungen den bekannten 182 u. 184, S. 175, für gewöhnliche Zahnräder, mit dem einzigen Unterschied, dass die Gangzahl  $i$  der Schnecke an die Stelle der kleinen Zähnezah  $z$  tritt.

gestattet durch etwaige Verstärkung von  $t$  oder veränderte Verfügung über  $\alpha$  und  $i$  weiten Spielraum unter Beachtung folgender Bedingungen:

1. Der Theilrisshalbmesser der Schnecke muss mindestens so gross gewählt werden, dass die abzüglich der Fusslänge des Schneckenprofils — im allgemeinen  $2 \cdot 0,4 t$  — verbleibende Kerndicke zum Übertragen des Drehmomentes und für die Biegungsbelastung ausreicht.
2. Für genaue Werkstattarbeit der Halbmesser soweit ausgeglichen wird, dass der Achsenabstand zwischen Schnecke und Schneckenrad  $r + R$  eine ganze Millimeterzahl liefert.

Für den kleinsten Theilrissdurchmesser bietet die gebräuchliche Schätzungsleichung für Wellen

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \dots \dots \dots \mathbf{218a.}^*)$$

worin ausschliesslich das zu übertragende Drehmoment mit sehr niedrig gewählter Drehanstrengung,  $k_d = 120 \text{ kg/qcm}$ , berücksichtigt ist, um der zusätzlichen Biegungsanstrengung und der Deformationsbeschränkung von vornherein Rechnung zu tragen, einen brauchbaren Anhalt für den kleinsten Kerndurchmesser, aus dem dann

$$2 r_{\min} = d + 2 \cdot 0,4 t \dots \dots \dots \mathbf{218b.}$$

folgt, und dessen Zulässigkeit nachträglich durch genaue Bestimmung der Dreh- und Biegungskräfte zu prüfen ist.\*\*)

Wie weit man dann im einzelnen Fall, unter Berücksichtigung von Ziff. 2, den kleinsten Theilrissdurchmesser in der Ausführung überschreitet, hängt vor allem davon ab, ob man die Schnecke und ihre Welle aus einem Stück herstellt, um die kleinsten Durchmesser beizubehalten, oder die Schnecke getrennt auf die Welle aufstiftet und hierfür ihren Durchmesser um die erforderliche Nabenstärke vergrössert. Im ersten Fall werden zweitheilige Lager oder für unterhalb des Rades gelagerte Schnecken besondere stopfbüchsenartige Brillen, wie in Fig. 161, S. 190, zum Einbringen der Schnecke in ihr Gehäuse nothwendig, im zweiten Fall, Taf. 20, Fig. 2, genügt eine einfache Bohrung von der Wellenstärke mit unmittelbarer Lagerung ohne Zwischenglied, die bei der grossen Empfindlichkeit der Schnecken an sich eine zuverlässigere Ausführung liefert. Für oben gelagerte Schnecken bieten Lager mit wagerechter Schnittfuge, Fig. 162 bis 164, S. 192, die allgemein übliche und befriedigende Lösung der Aufgabe, die Schneckenwelle unabhängig vom Durchmesser der Schnecke und der Herstellung aus dem vollen Material oder getrennt aufgesetzt, bequem einbauen zu können.

#### p. Stützzapfen und Kugellager für Wurmgetriebe.

Die Schnecken verlangen neben den Traglagern noch ein sorgfältig ausgebildetes Stützlager mit zuverlässiger Schmierung zur Aufnahme des achsial gerichteten Druckes. Durch steile Schnecken wird auch die Welle des eingreifenden Rades von dem schrägen Zahndruck in achsialer Richtung erheblich belastet und ist daher ebenfalls mit Trag- und Stützlagern auszurüsten. Für alle Aufzugwinden, die mit überschüssiger Ausgleichung des Eigengewichts ihrer Förderschale arbeiten und bei denen daher, je nach den wechselnden Nutzlasten, das Wurmgetriebe in einen

\*) Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 492.

\*\*) Vergl. die Rechnung im Kapitel: Schneckenwinde für Aufzüge mit getrennter Riemensteuerung von G. Luther, mit Fig. 400.

oder im entgegengesetzten Sinne belastet wird, sind doppelseitige Stützlagerungen notwendig. Zu beachten ist aber, dass auch sonst der Druck in der Schraubenachse seine Richtung beim plötzlichen Bremsen schnelllaufender Schneckenwellen zum Anhalten aufsteigender Lasten wechselt, weil das Schneckenrad mit der Seiltrommel durch die aufgespeicherte Bewegungsenergie langsamer zum Stillstand gelangt, als die gebremste Welle, und diese dann aus dem Arbeitstützlager nach der entgegengesetzten Richtung drängt. Es ist also auch in solchen Fällen dafür zu sorgen, dass der Rückstoss durch Stützflächen abgefangen wird, und durch möglichst geringen Flankenspielraum im Getriebe das Auftreten von heftigen Stößen beim plötzlichen Druckwechsel zu verhüten.

Doppelseitige Stützlager dürfen nie ganz fest gespannt werden, sondern müssen der Welle etwa 0,5 mm achsialen Spielraum lassen, damit jedesmal beim Druckwechsel Öl zwischen die augenblicklich entlasteten Gleitflächen treten kann; sonst laufen die Zapfen in kürzester Zeit warm.

Das Verfahren, die Stützauflflächen entgegengesetzt zu wölben, um den Arm des Reibungsmomentes möglichst zu beschränken, ist nur für langsam und selten laufende Schnecken, wie beispielsweise für Schneckenflaschenzüge, Taf. 18, Fig. 3, zulässig, weil bei der hohen spezifischen Pressung kein Öl zwischen die kleinen Gleitflächen tritt, und bei längerer Arbeitsdauer dann Warmlaufen und rascher Verschleiss der gehärteten Laufflächen unvermeidlich sind. Für einfache Spurzapfen ist erfahrungsmässig die Ringform mit Ölkammer in der unmittelbaren Umgebung der Achse und centraler Schmierung am vorteilhaftesten. Bisweilen legt man zwischen die festgehaltene Spurplatte und die Schneckenwelle eine lose Scheibe oder einen losen Ring ein. Die entgegengesetzte Druckrichtung wird häufig durch einen Wellenbund auf die Bronzeflansche des benachbarten Halslagers, Fig. 161, S. 190, übertragen.

Otis hat ein eigenartiges Spurzapfenlager, Fig. 167, mit selbstthätiger Einstellung der Spurplatte konstruiert, um die Schneckenwelle gleichzeitig durch ihren Anlaufbund und durch die Spurzapfenfläche abzustützen und auf diese Weise den spezifischen Druck in den Laufflächen zu beschränken. Für die gleichmässige Druckvertheilung sind in den Spurzapfentopf zwei kleine Auflagerhebel *aa* eingelegt, die gleicharmige Wagehebel bilden.

Diese Hebel stützen mit ihren beiden in der Wellenachse dicht nebeneinander liegenden Endschnitten den Mittelpunkt der Spurplatte gemeinsam ab, während die beiden anderen Endschnitten durch die Lagerbüchse belastet werden und sich die mittleren Auflageschnitten auf der Rückseite gegen die Stirnfläche einer nachstellbaren Druckschraube im Boden des Spurzapfentopfes legen. Der Zapfendruck gegen die Spurplatte sucht die beiden dahinter liegenden Hebelarme zurückzudrängen und presst damit die Lagerbüchse durch die äusseren Hebelarme gegen den Wellenbund. Falls letzterer ursprünglich allein aufliegt, wird umgekehrt die Spurplatte gegen die schwach gewölbte Stützfläche des Wellenzapfens angepresst, also stets der Belastungsausgleich selbstthätig vermittelt. Für den Spurzapfentopf ist die Form einer Stopfbüchsenbrille gewählt, um die Bohrung im Gehäuse zu verschliessen, die zum Einlegen und Herausnehmen der Schneckenwelle dient. Den Seitendruck der Schnecke gegen das Schneckenrad nimmt Otis durch Kammzapfen auf.

Mehrfach findet man Kammzapfen, wie z. B. in Fig. 1, Taf. 60, benutzt,

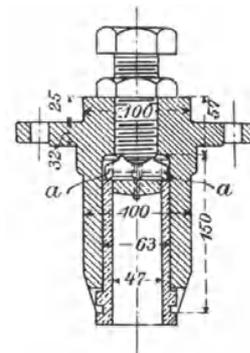


Fig. 167.

die durch ihre Bauweise den Vortheil bieten, jederzeit nach beiden Druckrichtungen abzustützen, aber sehr sorgfältige Werkstattarbeit verlangen, wenn sie sich gut halten sollen. Man stellt die Ringe bisweilen schwach konisch her, um sie genau passend in den Lagerkörper einzuschleifen. Die Verwendung von zwei Kammlagern auf derselben Welle ist zwecklos und mit der Gefahr verbunden, dass durch Erwärmung der Welle im Betrieb zwischen den Lagerabständen eine Längenänderung eintritt, die starke Spannungen und Heisslaufen veranlasst. Da auch einfache Kammzapfen leicht warm laufen und, heiss geworden, rasch zugrunde gehen, weil sich ihre Klemmung steigert, empfehle ich auf ihre Anwendung möglichst zu verzichten.

In neuerer Zeit finden Kugellager mehr und mehr Eingang. Beispiele hierfür liefern Fig. 162, S. 192, und Taf. 45, Fig. 4. Auch hier gilt ganz besonders die Warnung vor festem Zusammenspannen der Lager beim Montiren, weil vollkommen freie Beweglichkeit der Kugeln zu den Lebensbedingungen dieser Konstruktionen gehört.

Den Vorzug der Kugeltraglager, dass die Kugeln sich beim Eintritt in die Belastungszone durch kurz vorübergehende minimale Verzögerung selbstthätig trennen und deshalb ohne gleitende Reibung aneinander laufen, besitzen Kugelstützlager nicht und vertragen daher auch erfahrungsgemäss nur eine erheblich geringere Belastung.

Um die entgegengesetzt gerichtete Gleitgeschwindigkeit der unmittelbaren Berührung zu vermeiden, pflegt man die Kugeln der Stützlager häufig

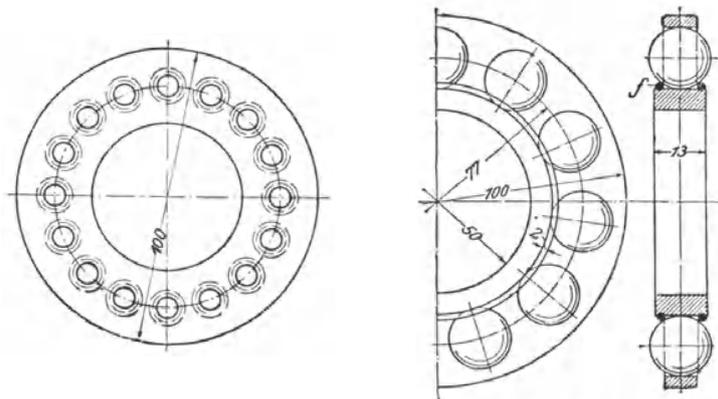


Fig. 169.

getrennt voneinander in zweitheilige, durch Kupferniete zusammengehaltene, auf der Welle centrirte Messingscheiben, Fig. 168, einzubetten, deren Löcher nach der Mittelfuge kegelförmig erweitert den ganzen Kugelsatz mit freiem Spiel umschliessen, aber das Herausfallen hindern und zum Ersatz einer schadhaften Kugel auseinandergenietet werden müssen. Stuckenholz verwendet dafür ungetheilte Scheiben, Fig. 169, D.R.G.M. 171 345, mit kleinen eingedrehten Rillen und Springfedern  $f$  zum spielfreien Zurückhalten der Kugeln in den Scheibenlöchern und ermöglicht das Auswechseln der Kugeln durch einfaches Herausnehmen der einen Springfeder.

Stribeck empfiehlt für Kugelstützlager der Schneckengetriebe mit Kreisquerschnittprofil von etwas grösserem Durchmesser als dem der Kugeln die Gesamtbelastung

$$P \leq 100 i d^2 \dots \dots \dots 219.$$

zu wählen, wenn  $i$  die Kugelzahl und  $d$  ihren Durchmesser in cm bezeichnen, und beschränkt die zulässige Belastung auf

$$P = 50 id^2 \text{ bis } 30 id^2 \quad . . . . . 220.$$

für Kugellager mit ebenen Laufflächen.

Als Grundregel ist zu beachten, dass alle Lager möglichst leicht zugänglich angeordnet und zuverlässig geschmiert werden. Für das erforderliche gleichmässige Anliegen der Stützlaufflächen kann sich eine Unterlage von Lederscheiben hinter der Spurplatte, besonders auch für die sehr empfindlichen Kugellager als nützlich erweisen, um die gleichmässige Druckvertheilung selbstthätig zu vermitteln.

Bezüglich der Dimensionirung der Stütz- und Halszapfenlager ist auf Bach, Maschinenelemente, zu verweisen. Da Winden mit Unterbrechungen arbeiten, dürfen die Koeffizienten für Wärmeableitung verhältnissmässig hoch gegriffen werden.

#### q. Gabelung der Windentriebwerke durch Zwillingschnecken mit Druckausgleich.

Einfache Zwillingschnecke. Die Grenzen für die Belastungsfähigkeit der Schnecken und das Streben, durch kleine Durchmesser den Hebelarm ihrer Reibung möglichst herabzudrücken, hat für grössere Leistungen zur Anwendung von Zwillingschnecken auf derselben Welle mit Rechts- und Linksgewinde geführt, die sich durch Eingriff in zwei gleich grosse Schneckenräder mit entsprechend entgegengesetzt schräg stehenden Zähnen in die Kraftübertragung theilen und den Achsialdruck in der Schneckenwelle aufheben.

Figur 170 veranschaulicht die einfachste derartige Ausführung für eine Winde in der Weise, dass auch die Schneckenräder selbst unter sich in

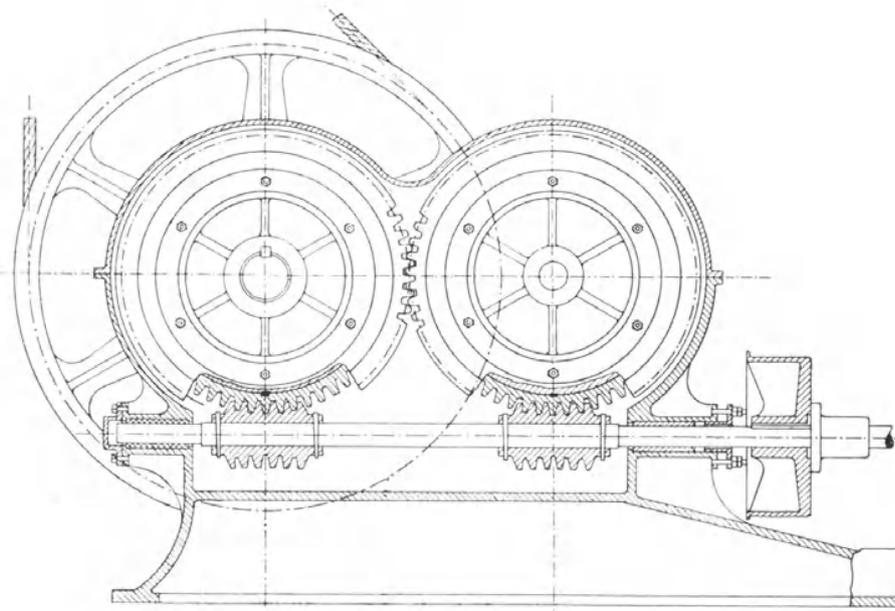


Fig. 170.

unmittelbarem Eingriff stehen. Beim Anlaufen verschiebt sich die Schneckenwelle drehend in achsialer Richtung durch die Keilwirkung ihres Gewindes an den Radzähnen um den Betrag des etwa im Getriebeeingriff vorhandenen Spiels, bis die Schneckenräder zum vollen Eingriff gelangen und die achsiale

Verschiebung der Schnecken durch Abstützung der Radzähne aufeinander begrenzen. Dieser Stützpunkt ersetzt das für einfache Schnecken erforderliche Spurlager vollkommen und erspart daher nicht nur dessen Einbau, sondern auch die darin auftretende Reibung. Die entgegengesetzten Achsialdrucke heben sich in der Schneckenwelle auf. Das Spurlager kann nicht nur, sondern muss sogar fortbleiben, um den selbstthätigen vollkommen gleichen Kraftausgleich in beiden Triebwerkzweigen zu erreichen. Die eine Hälfte des Drehmomentes wird durch das Schneckenrad auf der Trommelwelle unmittelbar auf die Trommel übertragen, die andere mittelbar durch das zweite Schneckengetriebe.

Im allgemeinen zieht man dem unmittelbaren Eingriff der Schneckenräder den Einbau zweier besonderer, unter sich gleich grosser Stirnräder auf den Schneckenradachsen vor und lässt erst diese ineinandergreifen —

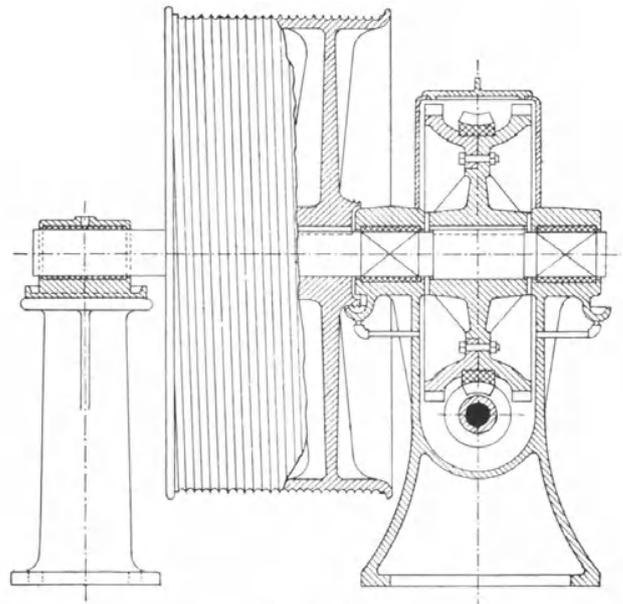


Fig. 171.

vergl. Fig. 3, Taf. 66. Sprague bringt die Stirnräder im Gehäuse des Schneckengetriebes unter, Fig. 171, indem er jedes Stirnrad aus zwei zusammengeschraubten Hälften mit seitlichen Zahnkränzen herstellt und den Schneckenradzahnkranz dazwischen klemmt. Die Anordnung ist mehrfach für schwere Aufzüge gewählt. \*)

Zwillingschnecken mit Stirnräderübersetzung. Fig. 172 veranschaulicht die Ausführung für den doppelseitigen Antrieb einer Windentrommel mit Zwillingschnecken und Stirnräderübersetzung. Das von der Motorwelle angetriebene Schneckenrad  $s_1$  arbeitet durch seine Welle mit der Stirnräderübersetzung  $bd$  unmittelbar auf die eine Trommelseite, das gleichzeitig entgegengesetzt angetriebene Schneckenrad  $s_2$  durch die gleichgrossen Zwischenräder  $ef$  und die mit  $bd$  übereinstimmende Übersetzung  $ac$  auf die andere Trommelhälfte. Die Räder  $a$  und  $f$  sitzen auf einer gemeinsamen, die Welle von  $s_1$  und  $b$  lose umschliessenden Hülse.

Auch hier stellt sich die Zwillingschneckenwelle durch freie achsiale Verschiebbarkeit sofort im Beginn des Anlaufes auf vollkommen gleiche

\*) American Machinist, November 1896, The Sprague wormgeared electric elevators.

Kraftübertragung der beiden Triebwerkzweige ein und läuft dann in fester Lage ohne Spurlager weiter, weil die getrennten Triebwerkzweige nach ihrer selbstthätigen Einstellung durch ihre Ritzel *a* und *b* an den starr gekuppelten Trommelrädern *c* und *d* ihre gemeinsame Abstützung finden. \*)

Dreifache Zwillingschnecken mit Stirnräderübersetzung. Am weitgehendsten hat Kauermann, Oberingenieur der Duisburger Maschinenbau A.-G., vorm. Bechem & Keetman, den Grundgedanken für das Windenriebwerk des 150 t Werftkrahnes der Krupp'schen Germania-Werft in Kiel verworther und ausgebaut, indem er drei Zwillingschnecken, Fig. 173, S. 208, durch drei Hauptstrommotoren getrennt antreibt, die zugehörigen Schneckenräder

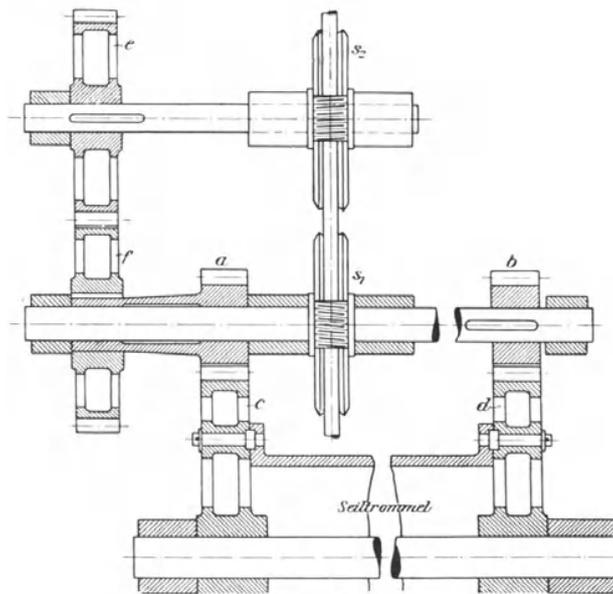


Fig. 172.

\*) Die äussere Form der Anordnung fand der Verfasser zum erstenmal für das Windenriebwerk eines Laufkrahnes auf der Düsseldorfer Ausstellung 1902, aber in der fehlerhaften Ausführung, dass, ohne den Vortheil der Selbsteinstellung zu erkennen, die Räder *a* u. *f* auf der Welle von *s*<sub>1</sub> und *b* fest aufgekeilt waren. Kleine Montirungsungenauigkeiten vereitelten dabei die beabsichtigte gleiche Kraftvertheilung vollständig und Quetschspuren zwischen den Zahnflanken kennzeichneten die statt dessen hervorgerufenen Zwangwiderstände in dem fehlerhaft durch die Montirung von Haus aus starr gekuppelten Zwillingstriebwerk.

Die neuen, vielfach gerühmten Personenaufzuanlagen der Sprague Electric Company für die Central London Railway, deren Seiltrommeln wegen der starken Belastung (4300 kg) durch zwei hintereinander geschaltete Nebenschlussmotoren auf beiden Seiten mit Zwillingschnecken — im ganzen 4 Globoidschnecken — angetrieben werden, enthalten ausser der gegenseitigen Abstützung der Getriebe an der Trommelwelle durch Stirnräderpaare zwischen den Schneckenradwellen auf jeder Seite, noch eine gemeinsame Kuppelwelle für die äusseren Stirnräder. Engineering, 10. März 1899, S. 304 und 305, Fig. 21 u. 22. Die Anwendung der Globoid- oder Hindley-Schnecken, welche für richtigen Eingriff keine achsiale Verschiebung aus der mathematischen Mittellage zulassen, hat wahrscheinlich den Verzicht auf die Selbsteinstellung der Schneckenwellen im Betriebe veranlasst. Die auch von englischer Seite besonders betonte schwierige Montirung zur Vermeidung von Zwängungen scheint dadurch erleichtert zu sein, dass die Selbsteinstellung für die Montirung zugelassen und durch eine verstellbare Verschraubung zwischen je einem Schneckenrad und dem benachbarten Stirnrade auf jeder Windenseite die etwa erforderliche Nachjustirung auf genaue Mittellage vorgesehen ist. Im übrigen giebt gerade dieser Fall bestimmte Anhaltspunkte für die Ansicht, dass die weniger scharfen Anforderungen der gewöhnlichen Zwillingschnecken, diesen vor den Globoid-schnecken den Vorzug sichern.

$s_1, s_3, s_5$  und  $s_2, s_4, s_6$  je auf einer gemeinsamen Trommelscheibe zu einer Gruppe vereinigt und von den zugehörigen Wellen durch gleich grosse Räderübersetzungen  $ac$  und  $bd$  die Seiltrommeln  $A$  und  $B$  in Thätigkeit setzt, welche die Seilenden eines mehrrolligen Zwillingsflaschenzuges für 150 t Last gemeinsam auf- und abwickeln. \*)

Laufen die drei Motoren gleichsinnig um, so erscheint die Drehrichtung des mittleren gegenüberstehenden von vorn gesehen umgekehrt, wie die der beiden anderen. Für den übereinstimmenden Antrieb jeder Schneckenradgruppe ist dann  $s_3$  rechtsgängig zu wählen, wenn  $s_1$  und  $s_5$  linksgängig

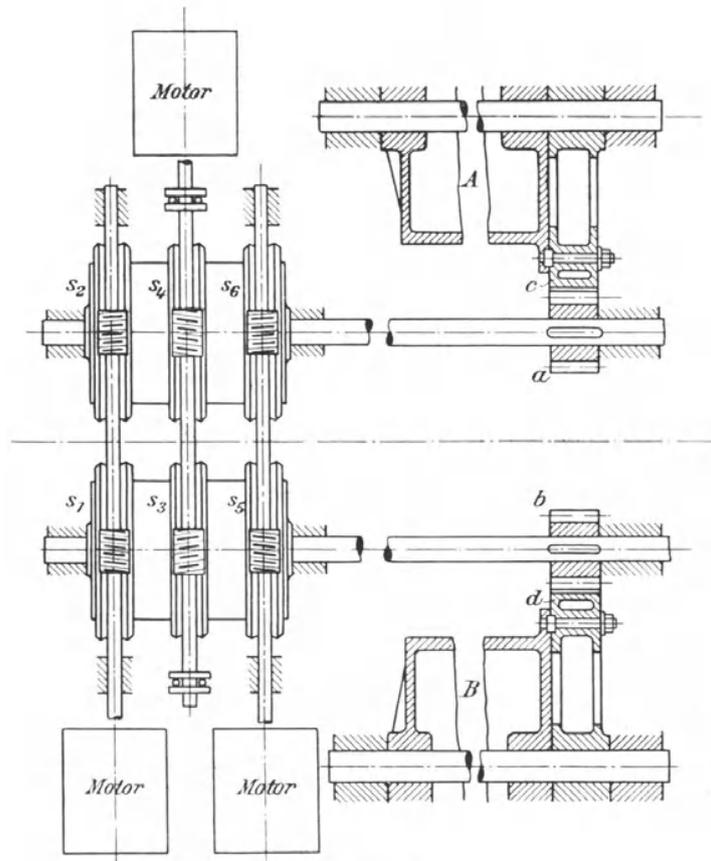


Fig. 173.

sind, und andererseits  $s_4$  linksgängig, wenn  $s_2$  und  $s_6$  rechtsgängig. Mit dieser Anordnung ist der Vortheil verbunden, dass der achsiale Seitendruck in jeder Scheibenwelle auf die Komponente eines einzelnen Getriebes beschränkt bleibt, weil die beiden anderen sich aufheben.

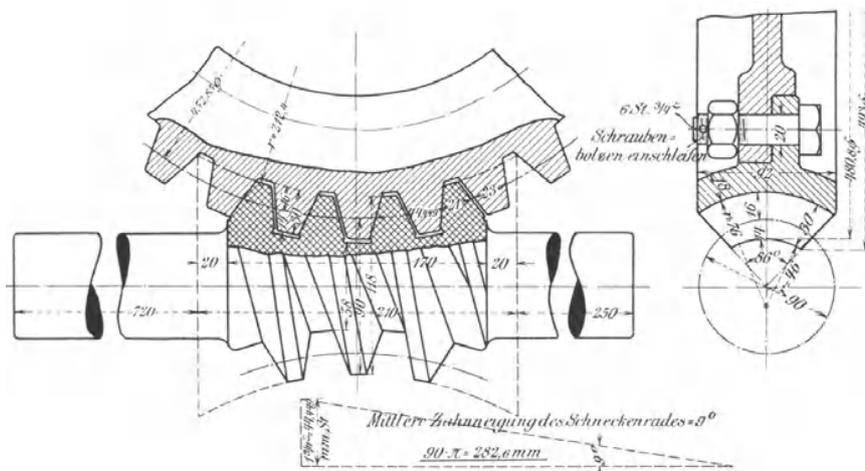
In jedem Zwillingsgetriebe erfolgt die freie Selbsteinstellung auf gleichmässiges Anliegen der beiden Schnecken in gleicher Weise, wie in den vorstehend beschriebenen Fällen. Der getrennte Antrieb der einzelnen Zwillingschnecken durch Hauptstrommotoren vertheilt aber auch die Belastung für die einzelnen Motorwellen gleichmässig, weil ein etwa zurückgebliebener und deshalb gar nicht oder weniger belasteter Motor nach dem Verhalten

\*) Siehe den Bericht des Verfassers über die „Hebemaschinen auf der Ausstellung in Düsseldorf 1902“, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1573, Fig. 111 bis 113.

der Hauptstrommotoren sofort bis zur vollen Antheilnahme an der Belastung nachspringt. Da aber im vorliegenden Fall die beiden Kraftzweige der Schneckenradgruppen nicht an eine gemeinsame Trommel als starres Schlussglied des Gesamtgetriebes, sondern an zwei getrennte und nur gleichbelastete Trommeln abgegeben werden, können durch kleine Ausführungsunterschiede in den Trommeldurchmessern oder zufällig wechselnde Reibungsverschiedenheiten geringfügige Differenzen auftreten, welche den labilen Gleichgewichtszustand stören. Es bedarf daher zum Schutz gegen Voreilen der minimal schwächer belasteten Schneckenradgruppe und einseitiges Weiterwandern der Schneckenwellen hier eines doppelseitigen Kugeldrucklagers, z. B., wie in der Skizze angedeutet, für die mittlere Schneckenwelle, das aber nur mit dem geringen Druckunterschied belastet wird. Praktisch ist die gleichmässige Kraftvertheilung auch in dem Kauer mann'schen Sechschneckengetriebe vollkommen erreicht und die Druckbeschränkung in den einzelnen Getriebetheilen für grosse Lasten von sehr beachtenswerther Bedeutung. Das ganze Windengetriebe einschliesslich des 5 rolligen Flaschenzuges und der Motorverluste besitzt dabei noch einen gemessenen Wirkungsgrad von 0,56.

### r. Globoidschnecken.

Die Globoidschnecken, in Amerika als Hindley-Schnecken bekannt und u. a. von Sprague für elektrische Aufzüge vielfach benutzt, sind in Deutschland von Lorenz in Ettlingen (Baden) eingeführt. Sie unterscheiden sich



von den gewöhnlichen Evolventenschnecken dadurch, dass die Profile im Mittelschnitt für Schnecke und Rad aus einfachen Graden bestehen, die sich in ihrer ganzen Länge berühren, Fig. 174, deshalb aber auch in dieser Ebene nicht aufeinander wälzen können und ebenso wenig die geringste Verschiebung in achsialer Richtung aus der mathematisch genauen Mittellage vertragen, weil sonst Klemmungen zwischen den keilförmigen Zähnen auftreten. Gewöhnlich werden die Schneckenkörper nicht cylindrisch, sondern doppelkonoidisch ausgeführt, um den Eingriff in das Rad möglichst weit auszu dehnen, doch ist dies keine grundsätzliche Bedingung, ja sogar nach den Erfahrungen mit gewöhnlichen Schnecken die Vergrösserung der Feldlänge der Schnecken bei den geringsten Ungenauigkeiten eine der hauptsächlichsten Ursachen für Misserfolge.

Die genaue Gestalt der Globoidschnecken entsteht, wenn man einen Schneidstahl von der Form des mittleren Radzahnquerschnittes mit der Arbeitsgeschwindigkeit des Schneckenrades um den Radmittelpunkt bewegt und sein Gegenprofil in den Schneckenkörper einschneiden lässt, während sich dieser mit der zugehörigen späteren Betriebsgeschwindigkeit um seine Achse dreht. Zur Herstellung der Radzähne ist der Arbeitsprocess sinn- gemäss umzukehren. Die wirkliche Ausführung macht besondere Hilfs- methoden und Annäherungsverfahren nothwendig, für die Lorenz einen anderen Weg als die Amerikaner eingeschlagen hat. \*)

Das günstige Bild der vollen Profilberührung aller Zähne im Mittel- schnitt geht in den seitlichen Parallelschnitten mehr oder minder verloren, aber vor allem werden meines Erachtens die Schmierungsverhältnisse unter Hinweis auf die grösseren Berührungsflächen im Vergleich zu Evolventen- schnecken bei der Empfehlung der Globoidschnecken erheblich überschätzt, weil nicht ausser acht gelassen werden darf, dass der Eingriff der Globoid- getriebe das Fett schabend vor sich herschiebt, die gewöhnlichen Schnecken- räder dagegen wälzend arbeiten und das Öl nicht vor-, sondern während des Flankendruckes zwischen den Arbeitsflächen herausquetschen. Die Evolventenschnecke ahmt in allen Parallelschnitten zur Radmittelebene den Zahnstangeneingriff in ein Stirnrad nach, die Globoidschnecken arbeiten mit beiderseits geraden Eingriff flanken zwischen Rad und Schnecke im Mittelschnitt annähernd so, als würde die Schnecke zum Drehen des Rades senkrecht zur Radmittelebene durch die schraubenförmigen Radzähne durch- geschoben, ähnlich, wie man einen Drillbohrer durch Auf- und Nieder- schieben seiner Mutter auf dem Spindelgewinde antreibt.

Nach dem Bericht von Lindner verdienen die Lorenz-Schnecken vor den Hindley-Schnecken sowohl wegen des einfacheren Herstellungsverfahrens, wie wegen der günstigeren Eingriffverhältnisse den Vorzug. Die Messungen lieferten Wirkungsgrade bis etwa  $\eta = 0,88$ , also günstige Werthe, aber doch keineswegs höhere als für gut ausgeführte gewöhnliche Evolventenschnecken, die nachweisbar noch bis über 90 v. H. erreichen. Hiernach lässt sich auch nicht behaupten, dass Hindley- oder Lorenz-Schnecken sich günstiger als Evolventenschnecken schmieren oder weniger verschleissen, und gegen sie spricht auch selbst beim Lorenz'schen Verfahren die schwierigere Herstellung, sowie ganz allgemein die erheblich grössere Empfindlichkeit in bezug auf Ausführungs- und Montirungsmängel.

Unter allen Umständen muss die Bedingung erfüllt werden, dass der Mittelquerschnitt der Globoidschnecke dauernd mathematisch genau unter dem Radmittelpunkt liegt, während eine rein achsiale Verschiebung der Evolventenschnecken durchaus unschädlich ist. \*\*)

Freie Selbsteinstellung ist für Zwillingsgloboidschnecken vollkommen ausgeschlossen. Die hieraus für Zwillingsschnecken entspringenden Nach- theile sind in der Fussnote zu S. 207 beleuchtet.

### Allgemeines über die Verwendbarkeit der Schneckenriebwerke.

Beim Entwurf einer Schneckenwinde mit Riemenantrieb ist zunächst über den Riementrieb eine vorläufige Entscheidung zu treffen, um von vorn- herein ungewöhnlich breite Riemen und unbequem grosse Scheiben auszu-

\*) Siehe: American Machinist, März und April 1897, The construction of the Hindley worm, und Lindner, Globoidschnecken, Z. d. V. d. I. 1902, S. 644 u. f., mit näheren Angaben über die Lorenz-Schnecke und deren Herstellung.

\*\*) Vergl. die Justirvorrichtungen von Lorenz in der angeführten Abhandlung von Lindner, Z. d. V. d. I. 1902, S. 644 u. f.

schliessen. Das allgemeine Streben geht dahin, mit möglichst schmalen Riemen auszukommen. Für eine bestimmte Leistung

$$= \frac{\text{Nutzlast} \times \text{Fördergeschwindigkeit}}{\text{Güteverhältniss der Winde}}$$

ist die Riemenbreite und der Scheibendurchmesser nur durch entsprechend hohe Umdrehungszahlen der Antriebswelle zu erreichen, und in dieser Beziehung liegen die Verhältnisse für Schneckentriebwerke günstig, die gerade bei hohen Umdrehungszahlen sehr gute Betriebsergebnisse liefern. Als untere Grenzwerte findet man für die Antriebsriemen etwa 60 mm Breite, bei 300 bis 350 mm Scheibendurchmesser, als obere selten mehr als 110 mm für den Riemen und 500 bis 600 mm für die Scheiben. Die Tourenzahl pflegt man für Riemenbetrieb selten über 400 in der Minute zu steigern. Je nach der geforderten Leistung schwanken die Werte zwischen 250 und 400. Für elektrischen Betrieb mit Schnecken liegen die Umdrehungszahlen selten unter 400 und steigen bis auf 1800, weil die Motoren mit grösserer Umlaufzahl kleiner und billiger sind. Wählt man mehrgängige Schnecken mit grossen Steigungswinkeln, so bleibt das Güteverhältniss des Wurmgetriebes bei guter Ausführung nicht viel hinter dem mehrfachen Stirnräder-vorgelege zurück, die sonst an ihrer Stelle angewendet werden, aber erreichen sie doch nicht ganz.

Auch eingängige Schnecken mit kleineren Steigungswinkeln liefern, wie wir sahen, bei richtiger Behandlungsweise wenigstens im Beharrungszustand noch überraschend hohe Wirkungsgrade, 70% und mehr.

Die starke Übersetzung, der sanfte und vollkommen geräuschlose Gang, sowie die verhältnissmässig hohe Belastungsfähigkeit der Wurmgetriebe und die Verwendbarkeit von Zwillingsschnecken in einfacher und Gruppenanordnung für sehr grosse Lasten haben die Schneckengetriebe zu einem unentbehrlichen Element des elektrischen Antriebs gemacht. Daneben behaupten sie ihr älteres Anwendungsgebiet für gedrängte Konstruktionen mit Handbetrieb.

Die günstigen Erfahrungen mit Evolventenschnecken werden nach Ansicht des Verfassers von Globoidschnecken nicht gewährleistet, vielmehr sprechen eine ganze Reihe von Gründen gegen deren wirklich erfolgreichen Wettbewerb.

Das eigenthümliche Verhalten der Schnecken, dass ihr Wirkungsgrad um so mehr abnimmt, je mehr sich ihre Bewegung dem Übergang in die Ruhelage nähert, unterstützt für Aufzuanlagen mit elektrischem und mit Riemetrieb in günstigster Weise die Stoppbremse, unter deren Wirkung die Last nach dem Abstellen der Triebkraft angehalten wird. Der stetig und selbstthätig anwachsende Reibungswiderstand der Schnecke liefert eine sanfte Bremskraft, die zum möglichst stossfreien Anhalten der Last in bestimmter Höhe um so mehr beiträgt, je kleiner die Schneckensteigung ist. Hierin liegt einer der Vorzüge eingängiger Schnecken für Aufzüge, während der ihnen sonst nachgerühmte Schutz der Selbsthemmung, beim zufälligen Unterbrechen der Triebkraft (Abfallen des Riemens u. s. f.), angesichts des verhältnissmässig hohen Wirkungsgrades in voller Laufgeschwindigkeit ohne sonstige gleichzeitige Hilfsbremsung nicht vorhanden ist. Für Krahnbetrieb treten die steilgängigen Schnecken wegen ihres höheren Wirkungsgrades mehr in den Vordergrund, sofern nicht auch hier, wie zum Theil bei Giesserei- und Montirungskrahnen, ganz scharf begrenzte Lastbewegungen verlangt werden. Für Krahnschwenkwerke findet man fast ausnahmslos steilgängige Schnecken benutzt, die der Bewegungsenergie der grossen Schwenkmassen beim Abstellen des Motors sicher nachgeben, während die kräftige Stoppwirkung der eingängigen Schnecken hier zu Maschinenbrüchen führen kann.

Vor Vollbelastung nicht eingelaufener Schnecken mit hoher Umgangszahl ist eindringlich zu warnen, wenn das Triebwerk nicht von vornherein für diesen Fall besonders reichlich dimensionirt ist.

**s. Reibräder.**

Reibräder vermitteln die Arbeitsübertragung von einer Welle auf die andere durch den Reibungschluss zwischen den glatten Umfängen zweier gegeneinander gepresster Räder, der beim Antrieb der einen Welle entsteht und das Gegenrad mitnimmt, so lange die zu übertragende Umfangskraft kleiner als der Reibungswiderstand ist.

**α. Cylindrische Reibräder für parallele Achsen.**

Cylindrische Reibräder werden für Windentriebwerke ausnahmslos als sogenannte Keilräder nach Fig. 175 ausgeführt, um den erforderlichen An-

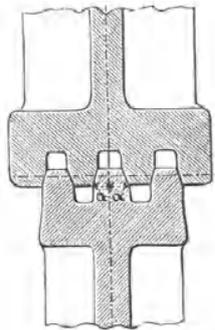


Fig. 175.  
1:5.

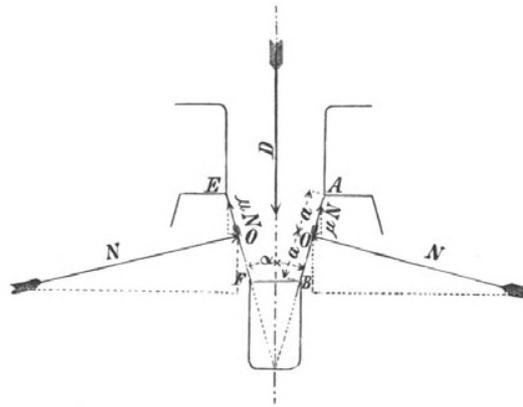


Fig. 176.

pressungsdruck der Achsen durch die Wirkung des Keildruckes in den Radumfängen möglichst zu beschränken.

Zur Bestimmung des übertragbaren Umfangsdruckes bezeichnen wir, Fig. 176, mit  $D$  den Anpressungsdruck zweier Keilräder mit parallelen Achsen in der Richtung der gemeinschaftlichen Centrale,  
 „  $N$  die senkrechte Pressung der Keilflächen auf jeder Seite,  
 „  $2\alpha$  den Keilnuthenwinkel,  
 „  $P$  den übertragbaren Umfangsdruck,  
 „  $\mu$  den Reibungskoeffizienten der Keilflächen.

Für die Kraftübertragung ist  $P \leq 2\mu N$  . . . . . 221.

Zur Bestimmung von  $N$  ist zu beachten, dass die nutzbar gemachte Umfangskraft  $\mu N$  sich als Reibungswiderstand auch dem Einpressen der Keilprofile entgegensetzt, und dass demnach:

$$D = 2(N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha) \text{ und } N = \frac{D}{2(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}$$

Hieraus folgt der übertragbare Umfangsdruck für Keilräder mit parallelen Achsen

$$P < \frac{\mu D}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \text{ . . . . . 222.}$$

Gewöhnlich wird  $\alpha = 15^\circ$  gewählt. Kleinere Werthe vergrößern zwar  $P$  im Verhältniss zu  $D$ , veranlassen aber bei eintretendem Verschleiss störend tiefes Einsinken der Keilprofile.

Da die Druckflächen trocken aufeinander laufen, darf  $\mu$  für Gusseisen  $= 0,1$  gesetzt werden. Thatsächlich ist der Reibungskoeffizient noch grösser und überschreitet selbst den für einzelne Ausführungen zu Grunde gelegten Werth  $\mu = 0,15$ , indessen bietet vor allem das später zu erörternde Verhalten der Reibräder während der Anlaufperiode Veranlassung, für reichlichen Überschuss der Reibungskraft zu sorgen. Aus diesem Grunde ist  $\mu$  nur mit dem obigen Bruchtheil seines vollen Werthes in die Entwurfsrechnungen einzuführen.

Hiermit folgt  $P \leq 0,28 D$  bis  $0,37 D$  . . . . . **223.**  
 und umgekehrt  $D > 3,6 P$  bis  $2,7 P$  . . . . . **224.**

Die Achsenbelastung fällt im Mittel ungefähr nur etwa eben so gross, wie bei Riemenbetrieb aus.

Die Eingrifftiefe der Keilrillen wird 10 bis 12 mm gewählt, weil während des Betriebes nur in einem einzigen Punkte der gemeinschaftlichen Berührungslinie, etwa in  $O$ , Fig. 176, S. 212, gleiche Umfangsgeschwindigkeit herrschen kann und für alle übrigen Punkte von  $AB$  oder  $EF$  der Geschwindigkeitsunterschied, welcher nachtheilige Reibung und Verschleiss der Berührungsfächen hervorruft, um so grösser ausfällt, je weiter sie von  $O$  entfernt liegen. Der Flächeneinheitsdruck in den schmalen Berührungszonen, die sich an der Berührungstelle durch die Elasticität des Materials ausbilden, ist demnach nicht durch Vergrössern der Eingrifftiefe, sondern durch entsprechende Nuthenzahl auf die erforderlichen Grenzen zu beschränken. Meist wählt man 3 bis 5 Keilrillen und geht nicht gern über diese Grenze hinaus, weil mit der Rillenzahl und der Radbreite die Schwierigkeit wächst, das gleichmässige und vollkommene Eingreifen aller Keilflächen zu sichern. Da der erforderliche Anpressungsdruck von der zu übertragenden Umfangskraft abhängt, ist schliesslich letztere durch ausreichend grosse Keilraddurchmesser oder Umlaufgeschwindigkeiten genügend klein zu halten.

Bezeichnet  $z$  die Zahl der beiderseits eingreifenden Rillen,  
 $2a$ , wie in Fig. 176, die Länge der Berührungseite, so liefert die Gleichung

$$D \leq 2 k z 2 a \sin \alpha . . . . . \mathbf{225.}$$

in  $k$  einen aus Betriebserfahrungen zu ermittelnden Werth, der durch seine unmittelbare Beziehung zu dem Flächeneinheitsdruck in der Berührungszone die zulässige spezifische Pressung zum Ausdruck bringt.

Mit  $2a = 1,2$  cm und  $\alpha = 15^\circ$  folgt

$$D \leq 0,6 k z . . . . . \mathbf{226.}$$

und mit dem unteren Grenzwert von  $P \leq 0,28 D$ , für  $\mu = 0,1$ , bis höchstens  $P \leq 0,37 D$ , für  $\mu = 0,15$ ,

$$P \leq 0,17 k z \text{ bis höchstens } 0,22 k z . . . . . \mathbf{227.}$$

Bach hat zuerst den Werth von  $k$  auf Grund der vorstehenden Betrachtungen aus bewährten Anlagen bestimmt und setzt für die hier gemachten Annahmen umgerechnet  $k = 105$  bis  $135$  kg.

Daraus folgt  $P = 18 z$  bis  $30 z$  . . . . . **228.**  
 je nachdem man  $\mu = 0,1$  oder  $\mu = 0,15$  zu Grunde legt.

Zur Schonung der Keilräder ist  $P$  möglichst der unteren Grenze zu nähern und wenigstens für lebhaften Betrieb mit voller Belastung

$$P \leq 20 z . . . . . \mathbf{229.}$$

nicht zu überschreiten.\*) Wird  $P$  bis zur oberen Grenze gesteigert, so hat

\*) C. Bach, Maschinenelemente. 9. Auflage, 1903, S. 352.

man sich zu vergegenwärtigen, dass im Fall eines Gleitens der Keilräder aneinander, infolge der erhöhten Pressung fräsenartige Wirkungen des treibenden Rades auf das getriebene zu befürchten sind. Entscheidet man sich von vornherein für eine bestimmte Keilrillenzahl  $z$ , so berechnet sich durch den vorstehend bestimmten Werth von  $P$  die erforderliche Keilradgrösse oder bei umgekehrtem Vorgehen die erforderliche Rillenzahl.

Die Keilkämme können ziemlich schwach gehalten werden, wenn durch paralleles Anpressen der Welle und durch genaue Arbeit Biegungsanstrengungen fern bleiben. Man findet bei 10 mm Eingrifftiefe die Kämme an der Krone bis auf 5 mm verjüngt und an der Wurzel 10 mm stark mit 5 mm freier Lückentiefe als Spielraum für tieferen Eingriff bei auftretendem Verschleiss. Die äussersten Keilrillenflächen bleiben ohne Gegendruck und sind daher durch genügende seitliche Kranzstärke, etwa 15 bis 20 mm, gegen Ausbrechen zu schützen. Der Grund der Nuthen ist, wie in den Zeichnungen, mit senkrecht zur Achse gerichteten Seitenflächen auszudrehen.

**β Kegelförmige Reibräder für sich schneidende Achsen.**

Kegelförmige Reibräder werden in der Regel mit glatten Umfängen ausgeführt. Ihre Achsen pflegt man rechtwinklig zu einander zu wählen.

Bezeichnet  $\alpha$  den halben Winkel an der Spitze des kleineren Kegels, Fig. 177,

$D$  den Anpressungsdruck der Kegel in der Richtung der Achse des kleinen Kegels,

$N$  den erzeugten Druck senkrecht zur gemeinschaftlichen Berührungseite,

$s$  die Länge der gemeinschaftlichen Berührungseite,

$\mu$  den Reibungskoeffizienten,

$P$  den übertragbaren Umfangsdruck im mittleren Kegeldurchmesser,

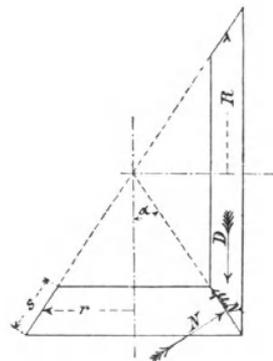


Fig. 177.

so ist, wie bei cylindrischen Keilrädern mit dem halben Keilnuthenwinkel  $\alpha$

$$P < \frac{\mu D}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \dots \dots \dots \mathbf{230.}$$

aber  $\alpha$  ist hier nicht beliebig wählbar, sondern durch das Übersetzungsverhältniss  $\operatorname{tg} \alpha = r : R$  gegeben.

Für  $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 4$  oder  $\alpha \sim 14^\circ$  folgt mit  $\mu = 0,1$

$$P < 0,3 D \text{ und } D \geq 3,3 P \dots \dots \dots \mathbf{231.}$$

und für  $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 6$  oder  $\alpha \sim 10^\circ$

$$P < 0,36 D \text{ und } D \geq 2,8 P \dots \dots \dots \mathbf{232.}$$

Für mittlere Übersetzungsverhältnisse zwischen den Grenzen 1 : 4 bis 1 : 6 arbeiten die glatten Kegelräder demnach mindestens so günstig, wie cylindrische Keilräder und sind sogar frei von den störenden Geschwindigkeitsunterschieden, welche bei Keilnutheneingriff auftreten, weil die einzelnen Berührungspunkte der zusammenfallenden Kegelseiten gleiche Umfangsgeschwindigkeiten besitzen, so lange die Kegelspitzen zusammenfallen, und der Umfangswiderstand den Reibungswiderstand nicht übersteigt. Unter den in Rede stehenden Verhältnissen verdienen die Kegelräder wegen der Einfachheit ihrer Form entschieden Beachtung und liefern, trotz des aller-

dings notwendigen besonderen Stützlagers für die eine Welle, innerhalb der zunächst erörterten Grenzen einen mindestens gleich grossen, wenn nicht höheren Wirkungsgrad, als cylindrische Keilräder.

Kleinere Übersetzungen als 4:1 sind für Kegelreibräder in den Entwürfen möglichst zu vermeiden. Für  $\operatorname{tg} \alpha = r:R = 1:1$ , d. i.  $\alpha = 45^\circ$   $\sin \alpha = \cos \alpha = 0,707$  sinkt mit  $\mu = 0,1$  die übertragbare Umfangskraft auf

$$P \leq 0,14 D \dots \dots \dots \text{233.}$$

und hierfür folgt

$$D \geq 6,5 P, \text{ also unbequem gross. } \text{234.}$$

Der Flächeneinheitsdruck in der Berührungszone beider Kegel ist durch ausreichende Durchmesser, wie durch einfache Vergrösserung der Berührungseite auf das zulässige Mass zu beschränken. Legt man die oben für die cylindrischen Keilräder mitgetheilten Erfahrungswerthe zu Grunde, welche die zulässige Belastung für die Längeneinheit der Kegelseitenprojektion auf eine Gerade senkrecht zum Anpressungsdruck im Mittel zu 120 kg bestimmen, so ist hier die übertragbare mittlere Umfangskraft, für  $s$  in cm gemessen,

$$P \leq \frac{\mu 120 \cdot s \sin \alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \dots \dots \dots \text{235.}$$

Es ist dafür zu sorgen, dass die Berührung in der ganzen Länge der Kegelseite nicht etwa beim Anpressen der Räder in Folge von Wellendurchbiegungen verloren geht. Kann man die Durchbiegung der Welle oder ihre geringfügige Lagenänderung nicht vollkommen ausschliessen, so empfiehlt sich der Kunstgriff, die Kegelwinkel so zu wählen, dass die Kegelseiten mit den Endpunkten der grossen Durchmesser zuerst zusammentreffend einen kleinen Winkelschlitz zwischen sich lassen, der sich erst durch die Rückwirkung des Anpressungsdrucks auf die Wellen schliesst. Ferner darf nicht ausser Acht gelassen werden, dass die Anpressung der Räder stets wie hier vorausgesetzt, in der Richtung der Achse des kleineren Kegelrades zu erfolgen hat, um die kräftigere Wirkung des kleineren Keilwinkels auszunutzen.

Das Bestreben, ähnlich wie bei cylindrischen Reibrädern die übertragbare Umfangskraft auch bei Kegelrädern durch Keilrillen zu erhöhen, hat nach den vorangegangenen Erörterungen nur für Kegelräder, deren Übersetzung kleiner als 4:1 ist, einen Zweck, weil die einfachen glatten Räder an sich schon mit Keildruck aufeinander wirken und nur die Abhängigkeit des Kegelwinkels vom Übersetzungsverhältniss die gleichmässig günstige Ausnutzung dieser Wirkung hindert.

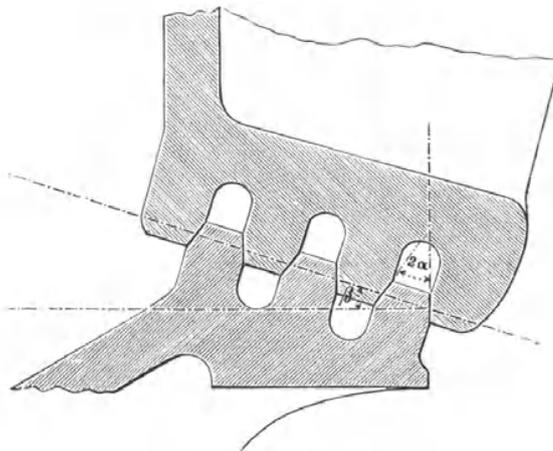


Fig. 178. 1:2.

Die älteren Kegelräder mit Keilrillen entsprechen der Fig. 178. Die Kämme bilden abgestumpfte gleichschenklige Dreiecke, deren Höhe senkrecht auf der gemeinschaftlichen Berührungseite der Grundkegel steht, in der die Mittelpunkte aller Eingriffstrecken liegen. Da diese Höhe den Spitzenwinkel  $2\alpha$  der gleichschenkligen Dreiecke hälftet, ist  $\alpha = \beta$ .

Der angestrebte Vortheil geht hiernach gänzlich verloren. Die voll-

ständige Abhängigkeit zwischen dem Keilwinkel und dem Kegelwinkel, also die Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältniss der Räder ist auch hier vor-

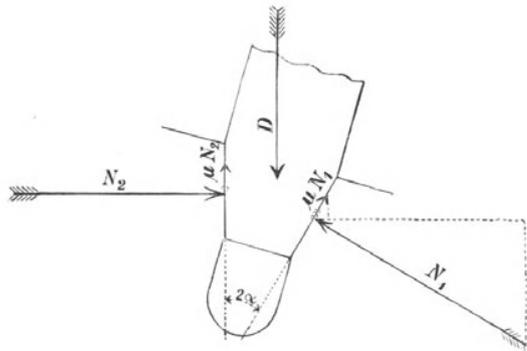


Fig. 179.

handen, und man opfert nicht nur die Einfachheit der Form und Herstellung, sondern gleichzeitig treten auch die Nachteile verschieden grosser Umfangsgeschwindigkeiten

zwischen den Druckflächen mit entsprechendem Reibungsver-  
schleiss, wie bei den cylindrischen Keilrädern auf, von denen die glatten Kegelräder frei sind.

Die Abhängigkeit zwischen  $\alpha$  und  $\beta$  verschwindet, wenn man die symmetrische Gestalt der einzelnen Kämmen aufgibt

und für beliebige Kegelwinkel  $\beta$  einen festen Werth von  $2\alpha$  annimmt, wobei im übrigen der eine Schenkel des Winkels, wie bisher angenommen, senkrecht zur Achse des Rades und parallel zum Anpressungsdruck  $D$ , Fig. 179, beibehalten werden kann, und der andere Schenkel unter der wünschenswerthen Neigung  $2\alpha$  durch den Theilpunkt der Grundkegelseite zu legen ist.

Bezeichnet in Fig. 179

- $D$  den Anpressungsdruck der Keilnuthenkegelräder,
- $N_1$  und  $N_2$  die senkrechten Pressungen der beiden verschiedenen Seitenflächen einer Nuth,
- $2\alpha$  den Keilnuthenwinkel,  $\mu$  den Reibungskoeffizienten,
- $P$  den übertragbaren mittleren Umfangsdruck,

so ist für diesen Fall  $P \leq \mu(N_1 + N_2)$  . . . . . 236.

Nach den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen erhalten wir

$$D = \mu N_2 + N_1 \sin 2\alpha + \mu N_1 \cos 2\alpha,$$

ferner  $N_2 = N_1 \cos 2\alpha - \mu N_1 \sin 2\alpha$ , d. h.  $N_2 = N_1 (\cos 2\alpha - \mu \sin 2\alpha)$ ,

mithin auch  $D = N_1 [2\mu \cos 2\alpha + (1 - \mu^2) \sin 2\alpha]$ .

Hieraus folgt  $N_1 = \frac{D}{2\mu \cos 2\alpha + (1 - \mu^2) \sin 2\alpha}$  und  $N_2 = \frac{D(\cos 2\alpha - \mu \sin 2\alpha)}{2\mu \cos 2\alpha + (1 - \mu^2) \sin 2\alpha}$ .

Mit diesen Werthen geht Gleichung 236 für die übertragbare Umfangskraft der Keilnuthenkegelräder über in

$$P \leq \mu D \frac{1 + \cos 2\alpha - \mu \sin 2\alpha}{2\mu \cos 2\alpha + (1 - \mu^2) \sin 2\alpha} \dots \dots \dots 237.$$

Für  $\mu = 0,1$  und  $2\alpha = 30^\circ$

folgt  $P \leq 0,27 D$  . . . . . 238.

Der Werth steht, wie zu erwarten war, in nahezu vollständiger Übereinstimmung mit dem früher für cylindrische Keilräder ermittelten  $P \leq 0,28 D$ .

Bezeichnen wir, wie bisher, mit  $k$  die zulässige Pressung auf die Längeneinheit der Berührungseite zwischen den Druckflächen, so ist bei 1,2 cm Länge dieser Seiten und  $z$  Keilrillen

$$\frac{D}{1,2 \sin 2\alpha} = zk$$

und weiter mit  $k = 120$ ,  $2\alpha = 30^\circ$  und  $P \leq 0,27 D$  die übertragbare mittlere

Umfangskraft, soweit sie von der zulässigen Flächeneinheitspressung zwischen den Druckflächen abhängig ist,

$$P \leq 19,44 z \sim \leq 20 z \quad \dots \quad \mathbf{239.}$$

wie bei den cylindrischen Keilrädern.

**Stufenkegelräder von Zobel in Schmalkalden.**

D. R. P. 41 172.

Zobel hat die vorstehend angedeutete Verbesserung der Keilnuthenkegelräder mit unabhängiger Wahl des Keildruckwinkels zuerst für Krahnwendegetriebe verwerthet und zu diesem Zweck die patentirte Konstruktion Fig. 180 ausgebildet. Er dreht, unter Verzicht auf den doppelseitigen Eingriff, in den Mantel der Grundkegel einzelne Stufen ein, die eben so viele getrennte Kegelschumpfe bilden und deren Arbeitsflächen unter dem gleichen Druckwinkel  $\alpha$  gegen die Kegellachse geneigt sind. Den Winkel  $\alpha$  wählt Zobel  $\approx 14^\circ$  also  $\text{tg } \alpha = 1:4$  und gewinnt hiermit für beliebige Übersetzungsverhältnisse bis abwärts zu dem bei Wendegetrieben häufig vorkommenden Verhältnissen 1:1 die günstigen Druckverhältnisse, welche einfache glatte Kegel nur bei dem Übersetzungsverhältniss 1:4 gewähren. Im übrigen herrscht, wie bei allen Keilnuthenrädern, nur in den Punkten der Druckflächen, die mit den Grundkegelmänteln zusammenfallen, gleiche Umfangsgeschwindigkeit zwischen den Berührungsfächen. Die künstlich geschaffenen Arbeitsflächen sind daher auf schmale Kegelzonen zu beschränken, um störende Verschleissarbeit zu verhüten. Die übertragbare Umfangskraft  $P$  bestimmt sich, wie bei glatten Reibkegeln, mit dem halben Kegelwinkel  $\alpha = 14^\circ$  für den Anpressungsdruck  $D$  in der Richtung des einen Winkelschenkels,  $\mu = 0,1$  vorausgesetzt, durch

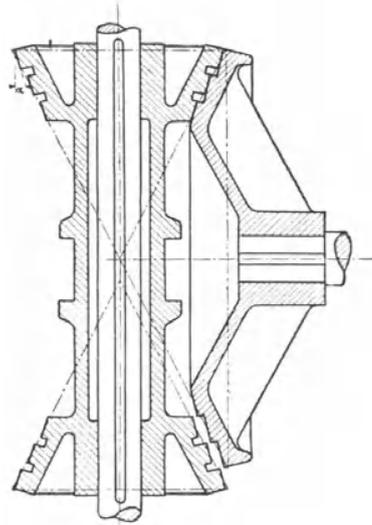


Fig. 180.

entsprechend 
$$\left. \begin{array}{l} P < 0,3 D \\ D \geq 3,3 P \end{array} \right\} \quad \dots \quad \mathbf{240.}$$

Andererseits berechnet sich aus der Rücksicht auf die erforderliche Beschränkung des Flächeneinheitsdruckes an den Berührungstellen bei  $z$  Stufen von der Seitenlänge  $s$

$$D = k z s \sin \alpha$$

und hieraus der Grenzwert der zulässigen mittleren Umfangskraft, der den mindestens erforderlichen mittleren Grundkegelhalbmesser bestimmt,

$$P \leq \frac{k z s \cdot \sin \alpha}{3,3} \quad \dots \quad \mathbf{241.}$$

In den Ausführungen findet sich meist  $z = 2$ ,  $s = 1,2$  cm,  $\alpha$ , wie oben erwähnt, gleich  $14^\circ$  und demnach mit  $k = 120$  kg

$$P \leq 21 \text{ kg} \quad \dots \quad \mathbf{242.}$$

Wie in allen bisher behandelten Fällen gestattet der Umstand, dass der Reibungskoeffizient mit  $\mu = 0,1$  nicht mit seinem vollen Werth in Rech-

nung gestellt ist, und dass auch  $k$  über 120 kg gesteigert werden darf, eine entsprechende Vergrößerung von  $P$ , aber immer nur auf Kosten der Gefahr, dass die Lebensdauer des Triebwerks dadurch entsprechend abgekürzt wird. Bei ausnahmsweiser Vollbelastung geht Zobel bis auf  $P=30\text{kg}$  und bisweilen noch darüber hinaus.

#### t. Wirkungsgrad der Reibrädervorgelege.

Theoretische Ermittlungen des Güteverhältnisses von Reibrädern müssen auf die elastischen Formänderungen der Druckflächen zurückgreifen und führen zu überaus verwickelten Rechnungen, deren praktischer Werth durch die Unsicherheit der Annahmen in Frage gestellt wird. Da andererseits zur Zeit auch nicht ausreichende Messungsversuche vorliegen, hat man sich mit allgemeinen Schätzungen zu begnügen. Die vorangegangenen Erörterungen haben den Nachweis geliefert, dass, von glatten cylindrischen Reibrädern abgesehen, die hier nicht in Betracht kommen, nur die glatten Kegelhäder bei regelrecht angelegten Betrieben ohne gleitende Reibung aufeinander wälzen können, dagegen ausser den Traglagern auch noch ein Stützlager verlangen. Fallen hiernach im günstigsten Fall die Wirkungsverluste zwischen den Arbeitsflächen geringer aus, als bei Zahnrädern, so ist bei allen Keilnuthenrädern der Betrag der gleitenden Reibung in den Umfangsrillen voraussichtlich nicht wesentlich verschieden von der Zahnreibung, und für alle Reibräder bleibt der Nachtheil wesentlich höherer Achsenbelastung, also vermehrter Zapfenreibung, bestehen. Hiernach wird der Gütegrad der Reibrädervorgelege im Beharrungszustande ungefähr nach Massgabe der für Zahnrädervorgelege ermittelten Werthe angenommen werden können, während der Anlaufperiode aber, wegen der starken Gleitverluste, erheblich niedriger ausfallen.

Ich schätze für Entwürfe:

$$\left. \begin{array}{l} \eta = 0,85 \text{ bis } 0,92 \text{ für glatte Kegelhädervorgelege mit der Über-} \\ \text{setzung } 1:4 \text{ bis } 1:6 \text{ . . . . .} \\ \eta = 0,88 \text{ bis } 0,90 \text{ für Keilnuthenrädervorgelege . . . . .} \end{array} \right\} \text{243.}$$

#### Allgemeine Bemerkungen über Reibräder.

Reibräder werden als Ersatz für Zahnräder nur bei schnelllaufenden Windtriebwerken mit mehr als 150 minutlichen Wellenumdrehungen, theils zum Antrieb der eigentlichen Lastwinde, theils zur Kraftübertragung auf Nebetriebwerke für Schwenk- und Fahrbewegungen der Krahe benutzt. Sie vereinigen in sich die Eigenschaften eines Räderwerkes mit denen einer Reibungskupplung, und gerade diese Doppelseigenschaft ist der Grund ihrer Verwendung für die angedeuteten Fälle, in denen der plötzliche Antrieb von Zahnrädern mit starrem Eingriff heftige Stösse, Zahnbrüche oder sonstige Unfälle herbeiführen würde, und auf einfachen Riementrieb, theils wegen zu kurzer Achsenabstände, theils wegen zu langsamer Ausrückbarkeit verzichtet werden muss.

Im Hinblick auf die ausserordentlich beschränkten, fast unmessbar kleinen Berührungszonen, welche zur Kraftübertragung durch Reibungschluss in Thätigkeit treten, ist sorgfältige Arbeit die Grundvoraussetzung für befriedigende Betriebsergebnisse, um wenigstens genau übereinstimmenden Eingriff über die ganze Breite des Rades zu sichern. Hierher gehört vor allem auch genaue Erwägung der Form- und Lagenänderungen, die in den Triebwerktheilen beim Anpressen der Räder durch Lagerspielraum oder durch Wellendurchbiegungen entstehen können.

Deshalb sind die Räder zwischen Doppellagern anzuordnen und freitragende Wellenköpfe mit sogenannten fliegenden Rädern möglichst zu vermeiden. Aus demselben Grunde sind kräftige Wellen zu wählen. Diese Rücksicht hat, wie an einer ganzen Reihe von stark benutzten Velocipedkrahnen mit Reibräderwendegetrieben nachzuweisen ist, in der Praxis nicht immer die gebührende Beachtung gefunden. Durch zu schwache Wellen, die sich unter dem Anpressungsdruck durchbiegen, wird der regelrechte Angriff der Räder von vornherein unmöglich gemacht. Die Gefahr ist ganz besonders gross bei Kegelrädern mit einseitigem Angriff. Soweit hierbei Lagenänderungen innerhalb kleiner Grenzen beim Anpressen nicht vollkommen zu vermeiden sind, hat man, wie früher hervorgehoben, dafür zu sorgen, dass durch entsprechend kleine Abweichungen von der genauen Kegelform der ursprünglich unvollkommene Berührungschluss sich bei eintretender Lagenänderung vollkommener ausbildet, und nicht etwa umgekehrt die Berührung mit wachsendem Druck durch Klaffen der Kegelfuge auf einen Punkt beschränkt wird.

Die im Entwurf vorgesehene Ausdehnung der Berührungszonen erscheint ferner in der Ausführung nur gesichert, wenn die Räder auf ihren Wellen abgedreht werden, und beim Anpressen die vorausgesetzte Winkelrichtung der Wellen zu einander nicht geändert wird.

Demnach sollten parallele Wellen auch stets beim Anpressen parallel zu einander bleiben. Die statt dessen häufig benutzte Schwenkbewegung um das entferntere Wellenlager, dessen seitliche Schildzapfen als Schwenkachse dienen, vereinfacht die Anlage auf Kosten der Genauigkeit des Eingriffs.

Immerhin darf selbst bei peinlicher Beachtung der vorstehenden Gesichtspunkte nicht übersehen werden, dass Reibräder gerade hinsichtlich ihrer Eigenschaft als Kupplung, welche den Hauptgrund für ihre Verwendung bildet, mit konstruktiven Mängeln behaftet sind, die nur theilweise gemildert, niemals aber vollkommen beseitigt werden können.

In meiner Arbeit über ausrückbare Kupplungen und in der Einleitung des vorliegenden Werkes habe ich den Nachweis geliefert, dass ganz unabhängig von der besonderen Kupplungskonstruktion und von der Grösse und Art des Anpressungsdruckes der Beschleunigungswiderstand der anzutreibenden Massen anfängliches Schleifen der Kupplungshälften bedingt. Tritt, wie bei Windtriebwerken meist, der volle Nutzarbeitswiderstand gleichzeitig oder fast gleichzeitig mit dem anfänglichen Beschleunigungswiderstand auf, so geht von der Gesamtarbeit, welche die Kupplung aufnimmt, während der Anlaufzeit bis zum Eintritt des Beharrungszustandes, selbst unter den günstigsten Verhältnissen, weit über die Hälfte durch gleitende Reibung in der Kupplung verloren und erzeugt lediglich Verschleiss und Wärme. Nur die andere Hälfte kann zur Kraftübertragung auf die Arbeitsmaschine nutzbar gemacht werden.\*)

Je grösser der Antheil der Umfangskraft in der Kupplung oder in den Keilrädern ist, der vom Lastwiderstand allein zum Aufwinden in Anspruch genommen wird, um so weniger bleibt zur anfänglichen Beschleunigung des Triebwerkes und der Fahrstuhl- und Lastmasse übrig, um so später tritt der Beharrungszustand in der Kupplung ein, mit dem erst das Gleiten, sowie der schädliche Verschleiss und die Gefahr des Warmlaufens aufhören. Hierauf ist ganz besonders aufmerksam zu machen, weil beim

\*) Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke, Julius Springer, Berlin 1890, S. 9—50. Die daselbst gezeichneten Schaulinien geben Aufschlüsse über den allmählichen Antrieb der anfänglich ruhenden Kupplungshälfte und über den Verlauf der Verschleissarbeit. Vergl. auch das Einleitungskapitel des vorliegenden Werkes „Vorgänge in den Triebwerken bis zum Eintritt des Beharrungszustandes“. S. 4 u. f.

Entwurf von Keilrädern, wie allgemein bei allen Triebwerken, nur die statischen Lastwiderstände in Rechnung gestellt zu werden pflegen. Wenn nun auch eine genaue Ermittlung der dynamischen Widerstände für den Entwurf kaum durchführbar ist, sollte ihrem Einfluss doch wenigstens in soweit Rechnung getragen werden, dass man bei voraussichtlich grossen Massenbeschleunigungswiderständen weiter hinter den früher aufgestellten Grenzwerten für die übertragbare Umfangskraft von Keilrädern zurückbleibt, als wenn die Massenwiderstände gering anzuschlagen sind.

Während ferner bei den eigentlichen Reibungskupplungen stets das erste Bestreben darauf gerichtet ist, Formen für die Kupplungsflächen zu wählen, die sich möglichst gleichmässig abnutzen — also, wie z. B. Voll- und Hohlkegel oder Kupplungszäume, die mit eintretendem Verschleiss ihre ursprüngliche Grundform möglichst vollkommen beibehalten — und zweitens die Flächenberührung leicht gross genug gewählt werden kann, um erheblichen Verschleiss überhaupt zu verhüten, liegen die Verhältnisse für Reibräder mit ihren nahezu unendlich kleinen Berührungszonen wesentlich ungünstiger. An dem Umstande, dass sich die Kupplungsflächen der Räder, abgesehen von der elastischen Ausbildung einer gewissen Berührungszone nur in Linien berühren, lässt sich nichts ändern. Der Flächeneinheitsdruck bleibt also hier unter allen Umständen ausserordentlich viel höher, und die Form der Berührungskörper schliesst bei dem gegenseitigen Verhalten eine gleichmässige Abnutzung beider Theile von Anfang an aus. Da das antreibende Rad nur allmählich mitgenommen wird, wirkt das treibende an der Angriffstelle wie eine Schleiffräse, und erst in dem Masse, wie das ruhende Rad den Antrieb aufnimmt, dehnt sich die Verschleissarbeit von der ersten Angriffstelle über den weiten Umfang in allmählich abnehmender Grösse aus, bis schliesslich der Beharrungszustand erreicht wird. Eine ungleichmässige Abnutzung des getriebenen Rades im Laufe der Zeit ist daher unabwendbar, und sie muss unter sonst gleichen Verhältnissen um so früher eintreten, je grösser die zu überwindenden Massenbeschleunigungs- und Nutzlastwiderstände sind. Hier tritt die Nothwendigkeit klar zu Tage, einen gewissen Schutz wenigstens darin zu suchen, dass man die Reibräder verhältnissmässig wenig belastet und für die übertragbare Umfangskraft durch niedrige Schätzung der Reibungskoeffizienten sowie durch Beschränken der specifischen Pressung die Grenzwerte ausschliesst, welche nach Eintritt der Beharrungsperiode bei ununterbrochenem Betriebe zulässig sein würden.

Die schädlichen Vorgänge beim Einrücken müssen durchweg massgebend für den ganzen Entwurf bleiben.\*

Man hat ferner von vornherein dafür zu sorgen, dass die Anpressung nach Massgabe der Entwurfannahmen auch im Betriebe beschränkt bleibt. Deshalb ist der erforderliche Druck zwischen den Rädern nicht der Willkür des Arbeiters zu überlassen, sondern durch Hebel zu vermitteln, die mit einer bestimmt begrenzten Gewichts- oder Federbelastung zur Wirkung gelangen. Aus den bisherigen Erörterungen folgt weiter, dass es für Reibräder empfehlenswerth erscheint, selbst auf Kosten einer Verlängerung der Anlaufzeit, den vollen Anpressungsdruck erst nach Beginn des Antriebes wirken zu lassen, weil sich die fräsende Schleifwirkung anfänglich stets auf einer kurzen Strecke des angetriebenen Radumfanges äussert und mit der Grösse des Anpressungsdruckes wächst. Deshalb findet man auch mehrfach durch Laufgewichte oder durch Stellspindeln, welche die Gewichtshebel erst allmählich frei geben, für eine gewisse Verzögerung der vollen Druckwirkung beim Einrücken gesorgt.

Die erörterten Gesichtspunkte sprechen weiter, angesichts der unvermeidlichen Verschleissarbeit während der Anlaufperiode, für die Wahl aus-

reichend harten Materials und erklären zur Genüge die schlechten Erfahrungen mit Holz, Leder u. s. w. Trotz des höheren Reibungskoeffizienten dieser Stoffe wirkt die anfänglich in einem bestimmten Punkte oder doch nur auf kurze Strecken geäusserte Verschleissarbeit des treibenden Rades schnell zerstörend, weil auch der höhere Reibungskoeffizient die anfängliche Schleifwirkung niemals beseitigen kann; nicht selten verkohlt das brennbare Material infolge der erzeugten Reibungswärme.

Gusseisen hat sich meist zufriedenstellend bewährt und zeigt die schätzbare Eigenschaft, dass es durch die Verdichtung der Oberfläche unter der starken spezifischen Pressung nach und nach eine glasharte, mit dem Schaber nicht mehr zu bearbeitende Haut erhält. Um von dieser Eigenschaft den vollen Nutzen zu ziehen, sollten Reibräder anfänglich stets einige Zeit zum Einlaufen mit allmählich gesteigerter Belastung ununterbrochen betrieben werden, damit die glasharte Haut erzeugt wird, bevor die schädlichen Einflüsse der Anlaufperioden schon die genaue Grundform theilweise zerstört haben.

Dass die Druckflächen der Räder von vornherein, ebenso wie Riemenscheibenkränze, möglichst sauber bearbeitet werden müssen, ist selbstverständlich, weil rauhe Oberflächen sich im Betrieb doch alsbald gegenseitig abschleifen und unter den herrschenden Verhältnissen nur die Gefahr ungleichmässigen Verschleisses vergrössern. Andererseits erweist sich jede weitere Verminderung des Reibungskoeffizienten durch Fett oder Öl als sehr nachtheilig. Der Antrieb erfordert in solchen Fällen erhöhte Pressung, die, so lange noch Fett zwischen den Druckflächen ist, im wesentlichen nur Flüssigkeitsreibung mit unzureichender Kraftübertragung erzeugt. Damit wächst erfahrungsgemäss, wie auch ohne weiteres zu erwarten ist, die Gefahr starken Verschleisses der ersten Angriffstelle des treibenden Rades. Reibräder müssen stets trocken laufen, und es sind sogar Schutzkappen über den Rädern rathsam, um zufälliges Aufträufeln von Öl beim Schmieren der Wellenlager zu verhindern.

Den unvollkommeneren Eigenschaften der Reibräder im Vergleich zu Reibungskupplungen stehen andererseits die Vortheile gegenüber, dass sie bei vorsichtiger Belastung, infolge der allseitigen Berührung mit der Luft weniger Wärme aufspeichern, und dass ihre Leistungsfähigkeit nicht durch den Einfluss wechselnder Schmierung störend beeinflusst wird, weil Öl und Schmierfett überhaupt nicht angewendet werden.

Die schlechten Erfahrungen, welche vielfach mit Keilrädern als Antriebsräder für Schwenk- und Fahrwerke schwerer Krähne gemacht sind, lassen sich in den meisten Fällen auf zu starke Belastungen zurückführen, die wohl in der Unterschätzung der grossen Massenträgheitswiderstände ihren Ursprung haben. Bei sachgemässer Ausführung und richtiger Wahl der Verhältnisse behaupten sich die Reibräder auch für diese Fälle neben Zahnradtriebwerken mit Reibungskupplungen, die ebenfalls nur bei mässiger Umfangsbelastung zufriedenstellend arbeiten und durch ungeschickte Behandlung oder durch unzureichende Grösse Betriebsstörungen veranlassen können.

#### **4. Elastische und bewegliche Kupplungen für Elektromotoren.**

Ausser den gewöhnlichen starren Muffen- und Scheibenkupplungen, die im Krahnbau für lange Wellenstränge ebenso, wie bei anderen Transmissionswellen unentbehrlich sind, hat der elektrische Betrieb eine Anzahl neuer Konstruktionen für die unmittelbare Verbindung der Motorachse mit der

Schneckenwelle des Windentriebwerks hervorgerufen. Diese Konstruktionen vermitteln durch eine gewisse gelenkige Nachgiebigkeit einen selbstthätigen Ausgleich bei kleinen Montirungsfehlern oder ungleichmässigem Lagerverschleiss und halten dadurch Zwangsbiegungen von den in vier Lagern laufenden Wellen fern, die sonst bei vollkommen starrer Kupplung leicht auftreten. Obwohl einzelne Fabriken sich auf die Genauigkeit der Arbeitsausführung verlassen und den Motoranker mit der Schneckenwelle durch eine starre Scheibenkupplung verbinden, verdienen gelenkige Kupplungen als Schutz gegen die Folgen aller zufälligen Ungenauigkeiten sicher den Vorzug, weil es sich stets um sehr rasch laufende und verhältnissmässig dünne Wellen handelt, deren Neigung zum Warmlaufen durch die geringfügigste Durchbiegung gesteigert wird, und weil der Bruch der Hauptbetriebswelle unter Umständen die ganze Anlage gefährdet. Die Beweglichkeit wird meist durch Gummieinlagen oder durch Zuhilfenahme von Lederlamellen, sowie von Leder- und Gummibändern vermittelt. Deshalb werden derartige Kupplungen auch häufig als elastische bezeichnet und angekündigt, obwohl die Elasticität in den meisten Fällen eine äusserst geringe ist und im Laufe der Zeit zum Theil auch noch verloren geht. Keinesfalls können Konstruktionen mit dünnen Gummipuffern oder kurzen Lederlamellen zum sanften Ausgleich plötzlicher Kraftschwankungen dienen. Stösse sind auf anderem Wege, in der Anlaufperiode durch geeignete Abstufung und Bedienung der Anlasswiderstände, in der Auslaufperiode durch zeitiges Herabsetzen der Umlaufzahl und sorgfältig gebaute Bremsen zu verhüten. Da, wo diese Mittel nicht ausreichen, wie z. B. für die Schwenkwerke schwerer Drehkrane mit grosser Ausladung, sind dauernd geschlossene Reibungskupplungen von einer begrenzten Kraftübertragungsfähigkeit einzubauen.

Ähnlich verhält es sich mit dem nicht selten unberechtigt in den Vordergrund gestellten Isolationschutz der nachgiebigen Kupplungen, der höchstens bei stark gespannten Strömen mit in Betracht zu ziehen ist, während sonst gar kein Bedürfniss vorliegt, die Isolirung auf die Kupplung auszudehnen. Da wo Erdschluss oder Kurzschluss auftritt, pflegt im allgemeinen die Ursache zu diesen unliebsamen Erscheinungen in mangelhafter Isolirung der Spulenwicklungen oder des Motors gegenüber dem blanken Leiter eines Dreileitersystems zu liegen; hiergegen bietet aber die Isolirung der Kupplung keinen Schutz.

Meist werden die Kupplungen zwischen Motor- und Schneckenwelle gleichzeitig als Bremsscheiben benutzt. Bei den in Rede stehenden beweglichen Verbindungen darf dann nur die eine der beiden Kupplungshälften diesem Zweck dienstbar gemacht werden, um den Hauptzweck, das Fernhalten von Zwangsbiegungen bei nicht ganz konachsialer Lage der Wellen, zu erfüllen. Man pflegt die auf der Schneckenwelle sitzende Hälfte als Bremsscheibe auszubilden, weil hier die zugehörige Wellenstärke, unabhängig von der des Motors, reichlicher gewählt werden kann und im Fall eines Wellenbruchs die Last unter dem Schutz der Bremse steht.

Die erforderliche geringfügige Nachgiebigkeit wird in verschiedenen Ausführungen dadurch erreicht, dass man die Umfangskraft von einer Hälfte auf die andere durch Mitnehmer überträgt, die ohne Zwängung kleine Winkeländerungen zwischen den Hälften zulassen und selbst in radialer Richtung etwas freies Spiel besitzen. Hierfür liefern die nachstehenden Ausführungen Beispiele.

#### **Klauenkupplung mit Gummieinlagen.**

Figur 181, einem elektrisch betriebenen Aufzug von Stigler entnommen, unterscheidet sich von den gewöhnlichen Klauenkupplungen nur dadurch,

dass die Aussparungen in der Stirnfläche der einen Hälfte zur Aufnahme der Gegenklauen letzteren reichlichen radialen Spielraum gewähren und zu beiden Seiten der eingreifenden Klaue mit Gummi oder Kautschuk ausgefüllt sind, der durch die schwalbenschwanzförmige Unterschneidung an

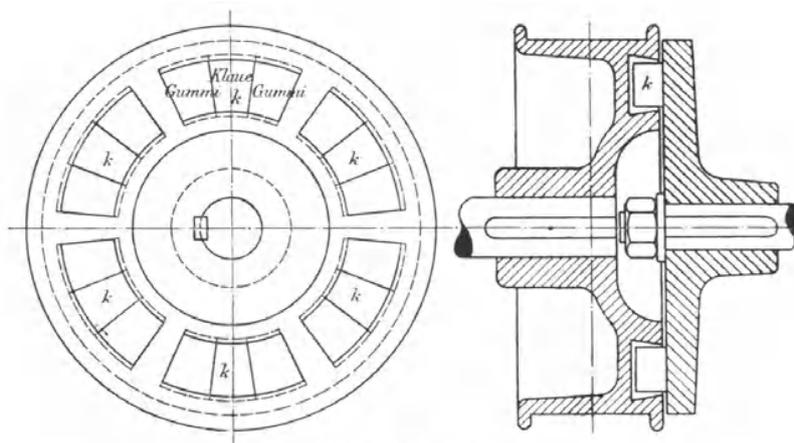


Fig. 181. 1 : 5.

Ort und Stelle gehalten wird. Die linke Kupplungshälfte ist als Bremscheibe mit Seitenrändern ausgebildet. Statt der prismatischen Klauen und Gummieinlagen verwendet man auch einfache Mitnehmerbolzen mit cylindrischen Gummihülsen. Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau A.-G. hat sogar ein Patent angemeldet, das die Herstellung der Bolzen selbst aus Gummi in Aussicht nimmt.

### Lederlamellenkupplung.

Ausgeführt von der Maschinenfabrik Esslingen A.-G.

Die Lederlamellenkupplungen verdanken den ähnlichen Raffard'schen Konstruktionen mit Kautschukringen ihre Einführung in die Praxis. Sie

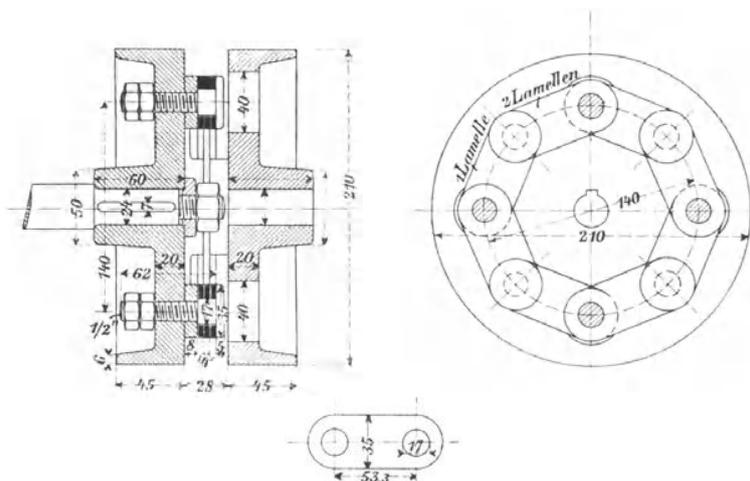


Fig. 182. 1 : 5 nat. Gr.

bestehen aus zwei Scheiben, Fig. 182, mit gleichmässig auf den Stirnflächen vertheilten Bolzen, die mit einer Schulter und einer Unterlagscheibe durch

Muttern von aussen gegen die zugehörige Kupplungshälfte festgezogen werden. Der Bolzenansatz zwischen Kopf und Unterlagscheibe dient zur Aufnahme der Lederlamellen, welche die Bolzen der einen Scheibe mit denen der anderen verbinden und die Umfangskraft übertragen, ohne eine starre Kupplung zwischen beiden Wellenköpfen hervorzurufen. Im vorliegenden Fall wird die Verbindung zwischen den vier Bolzen der einen Scheibe mit denen der anderen abwechselnd aufeinander folgend das eine mal mit einer, das nächste mal mit zwei Lamellen u. s. f. bewirkt. Zum Montiren der Kupplung und zum leichten Auswechseln schadhaft gewordener Lamellen sind den Bolzen jeder Scheibe gegenüber Löcher in der anderen angeordnet, die ohne weiteres das Einsetzen und Auswechseln der Bolzen von aussen ermöglichen.

Die Ausführung ist für etwa 40 kg Umfangskraft bestimmt.

### Bandkupplung von Zodel-Voith.

D.R.P. 81852.

In der Zodel-Voith'schen Kupplung, Fig. 183, dient ein Leder- oder Baumwollenriemen als nachgiebiger Mitnehmer, der in Schlingenform um

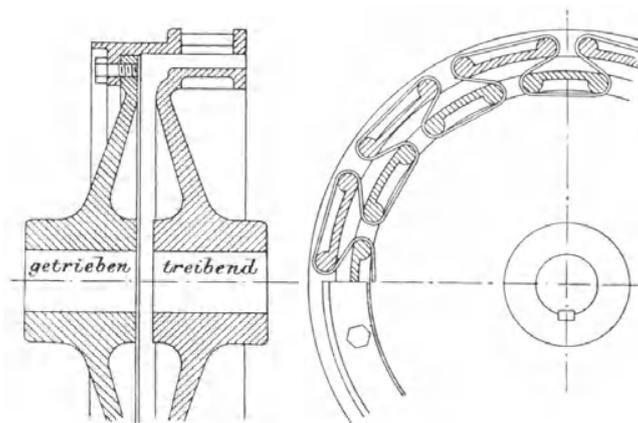


Fig. 183.

die durchbrochenen Kränze der beiden sich gegenseitig überdeckenden Scheiben gelegt und an den Enden zusammengenäht wird. Die Konstruktion zeichnet sich dadurch aus, dass sich die Umfangskraft auf ein einziges Kupplungsband überträgt und dass auch hierbei jederzeit Auswechselungen ohne weiteres vorgenommen werden können. Die ursprünglich nur für grössere Kräfte ausgeführten Kupplungen haben sich jetzt auch für Hebe-  
maschinen rasch verbreitet.

### Stahlblattkupplung der Allgemeinen Electricitätsgesellschaft in Berlin.

D.R.G.M.

Die Konstruktion, Fig. 184, S. 225, verzichtet auf Elasticität und Isolirung vollständig. Die eine Kupplungshälfte ist mit einer Anzahl gleichmässig vertheilter angegossener, stiftförmiger Mitnehmerknaggen ausgerüstet, die zwischen die aus Bandstahllamellen gebildeten Speichen der anderen Hälfte mit tangentialem und radialem Spiel eingreifen. Die Speichenlamellen werden durch kleine Rothgussklammern an den Enden zusammengehalten

und sind von aussen radial durch ihre Scheibe bis in die Nabe hineingeschoben. Ein aussen um die Scheibe gelegter und mit kleinen Schrauben

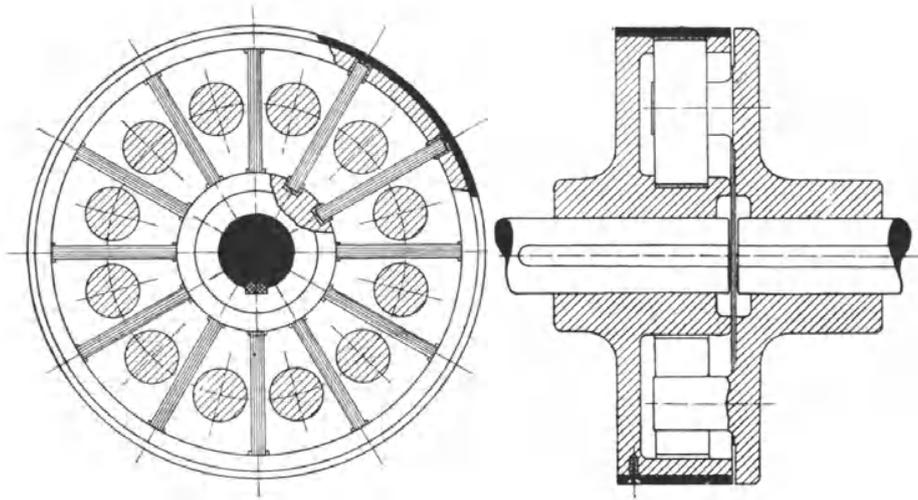


Fig. 184. 1 : 5.

befestigter Ring sichert die Speichen. Auch hier ist auf leichte Auswechselbarkeit schadhaft werdender Theile Rücksicht genommen.

## 5. Klinkensperrwerke.

### a. Zahngesperre.

Die Sperrwerke dienen dazu, aufgewundene Lasten freischwebend festzuhalten.

Das gewöhnliche Windensperrwerk besteht aus einem Sperrrade mit eingreifender Zahnklinke, auch Sperrkegel genannt. Das Sperrrad kann aussen, innen, auch seitlich verzahnt sein. In den beiden ersten Fällen liegt die Klinke in der Ebene des Sperrrades, im letzten Falle senkrecht dazu, in allen drei Fällen muss aber der Drehzapfen der Sperrklinke ausserhalb des Rades gewählt werden. Das Gesperre wird einseitig wirkend angeordnet. Die Sperrzähne erhalten dreieckiges Profil mit ebener Eingriffsfläche und flach gekrümmtem Rücken, so dass bei eingelegter Klinke nur der Rücklauf des Sperrrades gehindert wird, die umgekehrte Umlaufrichtung des Triebwerks aber stets frei bleibt, indem hierbei die Rückenflächen der Zähne, nach Art der Hebdaumen, die Sperrklinke selbstthätig zurückdrängen.

Beim Entwerfen eines Zahngesperres hat man vor allem dafür zu sorgen, dass die Richtung des Klinkendruckes den durch Eigengewicht des Sperrkegels, durch Federdruck oder durch ein Stellzeug angestrebten Eingriff selbstthätig unterstützt und sichert. Hierzu bieten sich unter Berücksichtigung des Reibungswinkels, welcher den Klinkendruck ablenkt, im allgemeinen zwei Wege.

Sperrräder mit äusserer Verzahnung. In Fig. 185, S. 226, sind die Zähne unterschritten, indem man über dem Abstand  $AB$  des Klinkendrehzapfens vom Radmittelpunkt als Durchmesser einen Kreis schlägt, seinen Schnittpunkt  $C$  mit dem Radumfang als Zahnspitze wählt und der Zahnbrust die Tangentenrichtung von  $C$  an einen um  $B$  mit  $0,3 r$  geschlagenen Kreis giebt,

um die trigonometrische Tangente des Unterschneidungswinkels gleich 0,3 und damit den Winkel selbst mindestens gleich dem Reibungswinkel zu erhalten. Statt der Klinke kann man auch den punktirt angedeuteten Sperrhaken ausführen. Die Zahndruckrichtungen schneiden in beiden Fällen bei vollem Zahneingriff die Centrale unterhalb des Zapfenmittelpunktes  $A$  und liefern daher eine im Sinne des Eingriffes wirkende Drehkraft. Durch einen grösseren Halbmesser des Tangentenkreises wird zwar die Sicherung verstärkt, aber der Sperrzahn auch hinsichtlich seiner Bruchsicherheit bedenklich stark unterschritten, so dass man bei diesem Verfahren auf eine sehr knappe Sicherheitsgrenze beschränkt bleibt.

Bei radialer Stellung der Zahnbrust erreicht man das Selbstfestziehen der Klinke, wenn man, Fig. 186, in der Zahnspitze  $C$  ein Loth  $CD$  auf  $BC$  errichtet, daran nach aussen den Reibungswinkel anträgt und den Schnittpunkt seines freien Schenkels mit der Centrale als Klinkendrehpunkt  $A$  wählt. Je höher man  $A$  rückt, d. h. je grösser man den Reibungswinkel annimmt, um so sicherer erfolgt der selbstthätige volle Eingriff. Man hat hier im allgemeinen freiere Wahl, weil mit der steileren Klinkenrichtung nur der Hebelarm der Stützkraft in bezug auf die Radachse ab-, also der

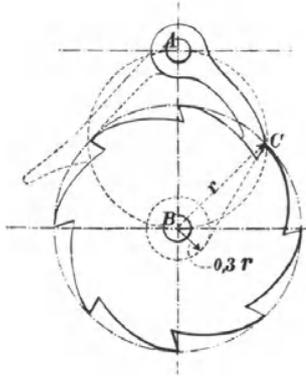


Fig. 185.

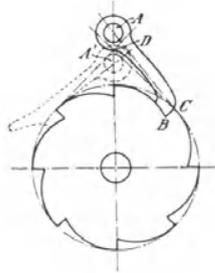


Fig. 186.

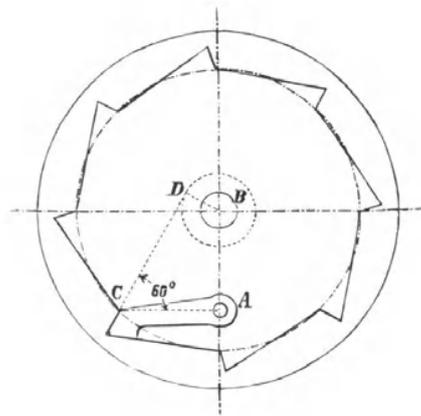


Fig. 187.

Klinkendruck zunimmt. Für Sperrhaken ist umgekehrt der Drehpunkt  $A'$  für Sperrzähne mit radialer Brust, wie punktirt angedeutet, zwischen  $D$  und dem Radumfang zu wählen, um Selbstfestziehen zu erreichen. In der Praxis sind diese Gesichtspunkte nicht immer genügend gewürdigt.

Sperrräder mit innerer Verzahnung. Ist  $B$ , Fig. 187, der Mittelpunkt eines innen zu verzahnenden Sperrrades,  $A$  der Drehzapfenmittelpunkt der Sperrklinke, so bestimmt man den Eingriffspunkt derselben durch ein Loth in  $A$  auf  $AB$ , das in den inneren Verzahnungskreis, den Theilkreis des Sperrrades, im Punkte  $C$  einschneidet. Die Rückwärtsverlängerung des freien Schenkels eines in  $C$  an  $AC$  angetragenen Winkels von  $60^\circ$  bildet eine geeignete Neigungsrichtung für die Zahnflanken, welche das Selbstfestziehen der Klinke vermittelt. Das Loth  $BD$  auf die Richtung  $CD$  liefert den Halbmesser des Berührungskreises für alle übrigen Sperrzahnflanken.

Sperrräder mit seitlicher Verzahnung. Diese Anordnung, Fig. 188, S. 227, findet sich nur bei Winden mit senkrechter Trommelachse und waggerichter Lage des Sperrrades, um auch hierbei den Eingriff des Sperrkegels durch sein Eigengewicht und Druckmoment herbeizuführen. Die Klinke

erhält eine passende Lage, wenn man sie etwa unter  $30^\circ$  gegen die Ebene des Sperrrades geneigt anordnet.

Die Zähne werden am ungünstigsten beansprucht, wenn der Sperrkegel gerade auf die Zahnspitze stösst. Je nach der Zahnform ist die Lage des gefährlichen Querschnitts verschieden, und streng genommen wäre beim Entwurf zunächst jeder der durch beliebige Punkte von  $AB$ , Fig. 189, unter verschiedenen Richtungen möglichen Querschnitte auf seine Bruchgefahr zu untersuchen. Bach hat zuerst darauf hingewiesen, dass die früher allgemein verbreitete Berechnung der Sperrzähne auf Scheerfestigkeit werthlos ist, und dass vielmehr ausschliesslich die auftretenden Biegungsanstrengungen den erforderlichen Zahnquerschnitt bestimmen.

Die Untersuchungen zeigen ferner, dass, wenn man, dem allgemeinen konstruktiven Gefühle folgend, den Zahnrückten möglichst kräftig hält, um das Abbrechen der Spitze zu verhüten, der gefährliche Querschnitt stets durch die Ecke des Zahnfusses geht.

Für den Querschnitt  $AX$  unter dem Winkel  $\varphi$  gegen die Zahnbrust ist mit der Höhe  $h$  in der Richtung von  $AX$  und der Breite  $b$ , für die Umfangs-

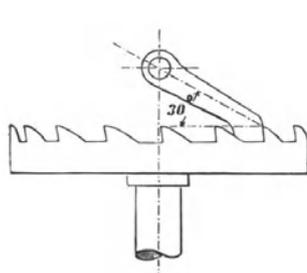


Fig. 188.

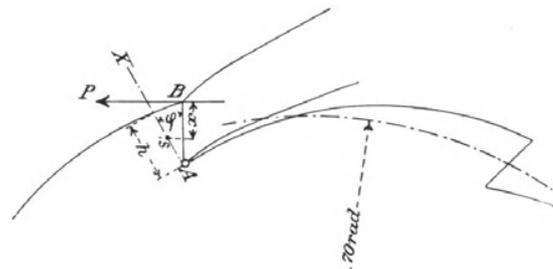


Fig. 189.

kraft  $P$  mit dem Hebelarm  $x$ , inbezug auf den Schwerpunkt des Querschnittes, die Biegungsspannung  $\sigma_b = \frac{6Px}{bh^2}$  . . . . . **244.**

Die Untersuchung von etwa drei verschiedenen Querschnitten durch  $A$ , für welche die in Betracht kommenden Werthe unmittelbar aus der Figur zu entnehmen sind, bestimmt mit genügender Genauigkeit die Stelle, wo  $\frac{x}{h^2}$  und somit auch  $\sigma_b$  am grössten wird. Hieraus folgt ferner die erforderliche Zahnbreite  $b$ , für eine zulässige Biegungsanstrengung (max)  $\sigma_b$ .

Die vorläufige Unbestimmtheit des gefährlichen Querschnittes zeigt, dass man die Aufgabe nicht von vornherein analytisch lösen kann, sondern mit dem freien Entwurf vorgehen muss, wobei man zunächst über alle Werthe bis auf  $b$  verfügt. Die Entwurfannahmen sind entsprechend abzuändern, wenn sich schliesslich ein unzulässiger Rechnungswerth für  $b$  ergeben sollte.

Bei der Wahl der Sperrraddurchmesser ist zu berücksichtigen, dass mit der Vergrösserung des Durchmessers zwar die Umfangskraft abnimmt, die Umfangsgeschwindigkeit aber wächst, und dass die Stosskraft sich mit dem Quadrat der Stossgeschwindigkeit steigert. Der Nachtheil, der sich hiernach unter sonst gleichen Verhältnissen zu Ungunsten der Wahl grosser Sperrzahnäder ergibt, wird nun zwar wieder dadurch ziemlich ausgeglichen, dass auf dem grösseren Umfange gleichzeitig mehr Zähne Platz finden, also die Freifallhöhe der Last sich entsprechend beschränken lässt. Da nun aber die in erster Linie massgebenden Endgeschwindigkeiten des freien Falls für die Stosswirkung des plötzlich gesperrten Lastniederganges sich wie die Quadratwurzeln der Fallhöhen verhalten, so sprechen die Gesamtverhältnisse schliesslich zu Gunsten der Wahl kleiner Räder.

In der Praxis findet man deshalb meist Sperrräder mit 8 bis 12 Zähnen. Für die zulässige Biegungsanstrengung ist ein um so kleinerer Werth in Rechnung zu stellen, je grösser nach den Gesamtverhältnissen die von der Theilung des Sperrrades und den Vorgelegeübersetzungen abhängige Freifallhöhe der Last ist.

Gusseisen vorausgesetzt, wähle man

$$\sigma_b \leq 200 \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad \mathbf{245.}$$

Sind Stösse nicht zu befürchten, so darf man auf  $\sigma_b \leq 300 \text{ kg/qcm}$  gehen.

Das lästige Geräusch der Sperrkegel während des Lastaufwindens lässt sich nach dem Vorgange von Pouyer durch einen kleinen Bremszaum beseitigen, der von der Welle durch Reibung mitgenommen wird und mittelst einer Zugstange die Sperrklinke beim Lastaufwinden sowohl selbstthätig aushebt, wie beim Rücklauf der Welle sofort wieder einrückt. Vergl. u. a. Fig. 234, S. 286 u. Fig. 3, Taf. 7. Briegleb & Hansen benutzen hierzu eine einfache Drahtschlinge, welche die Welle mit Spannung umklammert und andererseits mit der Klinke verbunden ist.

Diese selbstthätig gesteuerten Klinken haben im Vergleich zu den freien mit Federbelastung den Nachtheil, dass sie nicht plötzlich in die Zahnlücken einschnappen, sondern langsam hineinbewegt werden und unter Umständen nicht vollständig eingreifen oder sogar an der Spitze hängen bleiben, wenn gerade beim Einrücken Zahn- und Klinkenspitze zusammentreffen. In solchen Fällen wird die Klinke nicht selten durch die Krafrichtung zurückgeschleudert, prallt beim Wiedereinfallen heftig auf den Rücken eines nachfolgenden Sperrzahnes, wird abermals zurückgeworfen und gelangt um so weniger wieder zum richtigen Eingriff, je schneller das Sperrrad mit dem beginnenden Laststurz unter ihr durchläuft.

Gegen diese Gefahr bildet nur die Anordnung doppelter Klinken mit getrennter Selbststeuerung einen sicheren Schutz, wenn man den Eingriff der beiden Klinken dabei gleichzeitig um die halbe Sperrzahntheilung gegeneinander versetzt, so dass beim zufälligen Spitzenangriff der einen Klinke die andere ungehindert und zuverlässig ganz in die zugehörige Zahnlücke hineinbewegt wird.

### $\beta$ . Klemmgesperre.

Die Klemmgesperre wirken durch Reibung und haben vor gewöhnlichen Zahngesperren den Vorzug geräuschlosen Ganges.

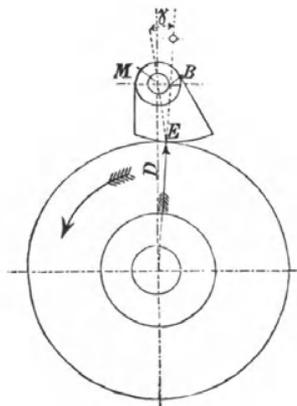


Fig. 190.

Die Anordnung, Fig. 190, besteht aus dem Sperrrade, einer einfachen cylindrischen Scheibe mit glattem Umfang, und einem Sperrdaumen, dessen Drehmittelpunkt  $M$  excentrisch zu seinem cylindrischen Umfang liegt. Der Klemmdaumen legt sich durch sein Eigengewicht oder durch Federdruck gegen den Umfang des Sperrrades; die Umfangsreibung der Sperrscheibe sucht den excentrischen Daumen in der Umlaufrichtung mitzunehmen. Bei bestimmten Verhältnissen folgt der Daumen der Bewegung thatsächlich, aber dann tritt auch durch excentrische Form sofort Klemmdruck zwischen den Umfängen auf und stellt das Sperrrad selbst fast augenblicklich fest. Beim Antrieb der Sperrradwelle in entgegengesetztem Sinne dreht sich der Daumen

von selbst mit zurück und hebt die Klemmung auf.

Bezeichnet  $D$  den Druck zwischen den Umfängen des Sperrrades und des Klemmdaumens, in der Richtung der gemeinschaftlichen Berührungsnormalen,

$\mu$  den Reibungskoeffizienten,

$MB$  das Loth vom Daumendrehpunkt  $M$  auf die Druckrichtung von  $D$ ,

$E$  den gemeinschaftlichen Berührungspunkt zwischen Daumen und Sperrrad,

so sperrt sich das Rad für die Drehung im Sinne des Pfeiles sobald

$$\mu D \cdot EB > D \cdot MB,$$

d. h. sobald  $\text{tg } \gamma < \mu \dots \dots \dots$  **246.**

Für  $\mu = 0,1$  bis  $0,15$  folgt  $\gamma = 5^\circ$  bis höchstens  $8^\circ$ .

Dieser kleine Winkelwerth beeinträchtigt die Anwendbarkeit der ganzen Konstruktion und schliesst die Gefahr in sich, dass sich der Daumen bei eintretendem Verschleiss bis zum Scheitel des Sperrrades durchdrückt. Da die ganze Vorrichtung nach Art einer Kniehebelpresse wirkt, kann sich der Druck dann soweit steigern, dass die Klemmung den Rücklauf des Sperrrades nicht wieder frei giebt. Der Übelstand lässt sich beseitigen, wenn man Radumfang und Daumen nach Art der Keilräder mit Keilnutheneingriff ausführt.

Bezeichnet  $\alpha$  den halben Keilnuthenwinkel, so ist nach Gleichung 222, S. 212, die tangentialen Umfangreibung durch einen radialen Druck  $D$ , gleich

$$\frac{\mu D}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

und der Klemmwinkel bestimmt durch

$$\text{tg } \gamma < \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \dots \dots \dots$$
 **247.**

Für  $\alpha = 15^\circ$  und  $\mu = 0,1$  bis  $0,15$  geht diese Bedingung über in  $\text{tg } \gamma < 0,28$ , bis  $\text{tg } \gamma < 0,375$ . Hiernach würde  $15^\circ$  für  $\gamma$  unbedenklich zulässig sein, und bei ganz trocken gehaltenen Klemmgesperren  $\gamma$  auch wohl bis  $20^\circ$  angenommen werden dürfen.

Klemmklinken lassen sich, wie die Zahnsperwerke, für äusseren, inneren und seitlichen Eingriff herstellen. Die Konstruktion, welche für Schalt- und Sperrwerke bei Sägegattern mannigfach ausgeführt wird, ist als Hemmung für Winden z. B. von Dinglinger in Cöthen und Nagel & Kaemp in Hamburg benutzt, im allgemeinen aber selten angewendet.

Die allen älteren Winden eigenthümliche und noch jetzt weit überwiegend verbreitete Anwendung eines einfachen Sperrwerks mit fest im Gestell gelagerter Klinke hat erhebliche Mängel. Sie setzt voraus, dass der Arbeiter den Sperrkegel stets vor dem Lastaufwinden einlegt, um ihn erst zum Lastsenken auszulösen, indess zwingt die Konstruktion den Arbeiter, nur die Klinke auszulösen, um die Last senken zu können, während gerade das Wiedereinlegen zum Schutz gegen unerwünschtes Zurücksinken der gehobenen Last ganz der Willkür überlassen bleibt und erfahrungsmässig nicht selten verabsäumt wird. Übersieht der Arbeiter diese Fahrlässigkeit und lässt die Kurbel bei aufgewundener Last los, so stürzt dieselbe nahezu frei fallend zurück.

Bei fest im oder am Gerüst gelagerten Sperrkegeln erfolgt die Hemmung des Triebwerks ferner fast nie ohne Stoss, und wenn der Kegel durch zufällige Erschütterungen oder durch fahrlässige Unvorsichtigkeit während des vollen Rücklaufs in das Triebwerk einfällt, lassen sich Zahn- oder Kettenbrüche mit Sicherheit erwarten. Es ist daher die Forderung aufzustellen, dass sich der Sperrkegel stets im Eingriff befindet, unabhängig von den verschiedenen Hantirungen beim Aufwinden und Senken der Last, und

dass ferner die Hemmung nicht plötzlich durch einen vollkommen starren Widerstand bewirkt wird. Die Aufgabe lässt sich durch Kuppeln von starren Sperrwerken mit nachgiebigen Bremsen, durch die sogenannten Sperradbremesen lösen, die im nächsten Kapitel besprochen werden.

## 6. Bremsen.

### Allgemeines über Bremsen.

Die gewöhnlichen Bremswerke regeln die Lastsenkgeschwindigkeit durch theilweise oder vollständige Vernichtung der selbstthätigen Lasttriebkraft, indem sie Reibungswiderstände auf das rückwärts angetriebene Räderwerk zur Einwirkung bringen.\*)

Der Bremswiderstand kann geregelt, sowie ein- und ausgerückt werden:

- a. durch Handhaben oder Steuern einer Spannvorrichtung,
- b. durch Einwirken selbstthätiger Kräfte.

Hiernach kann man unterscheiden:

- 1. Handbremsen oder gesteuerte Bremsen,
- 2. Selbstthätige Bremsen.

Man pflegt die verschiedenen einfachen Handbremsen in erster Linie mit Rücksicht auf die Art des Reibzeuges einzutheilen und spricht demnach von

Klotzbremsen oder Backenbremsen,  
Kegelbremsen,  
Lamellenbremsen

und Bandbremsen.

Zu diesen einfachen Bremsen, die unter Umständen, statt unmittelbar von Hand auch durch mechanische oder elektrische Zwischenglieder und Spannmittel geschlossen und geöffnet werden, gesellen sich verschiedene Arten gekuppelter Sperr- und Bremswerke, die wir kurz als „Sperradbremesen“ bezeichnen wollen. Schliesslich haben sich noch mannigfache Verschmelzungen der Antriebkurbel mit einem Sperr- und Bremswerk zu einem einzigen Maschinenorgan herausgebildet, das die drei verschiedenen Wirkungsweisen für den Antrieb, das Bremsen und die Sperrung einzig und allein von der Lage und dem Drehsinn der Kurbel abhängig macht. Man pflegt diese Konstruktionen als Sicherheitskurbeln zu bezeichnen, weil hierbei die Kurbel, wie später zu erörtern, zwangweise aus dem Rücklauf des Triebwerks ausgeschaltet wird und somit derartige Anordnungen die Gefahren der gewöhnlich frei umlaufenden Kurbeln beseitigen.

Selbstthätige Bremsen sind erst seit den siebziger Jahren in die Praxis eingeführt. Bis dahin standen für den gleichen Zweck nur selbsthemmende Triebwerke mit über 50% Wirkungsverlust zur Verfügung.

Die hier zu behandelnden selbstthätigen Bremsen für Räderwinden zerfallen in drei Gruppen

Schleuderbremsen,  
Flügelwerkbremsen  
und Senksperrbremsen } ohne Lüftspiel  
                                      } mit Lüftspiel.

Sie werden durch den Rücklauf der Winde in Thätigkeit gesetzt, und zwar meist, indem sich das Triebwerk durch eine Sperrklinke mit der

\*) Die hiervon ganz verschiedene Brems- und Regulirwirkung der Elektromotoren ist im zweiten Bande eingehend erörtert. Vergl. daselbst das Kapitel „Elektromotoren als Bremsen und Geschwindigkeitsregler“, S. 162 u. f. Siehe ferner die Kapitel „Wirbelstrombremsen und Magnetbremsen“, Bd. 2, S. 178 u. 183.

Bremse kuppelt. Aber während die Senksperrbremsen sich unmittelbar durch die Last spannen und, von der Geschwindigkeit unabhängig, den selbstthätigen Lastrücklauf durch den Überschuss ihrer Bremskraft verhindern, werden die Schleuderbremsen erst durch das Auftreten von Centrifugalkräften wirksam und führen, bei steigender Geschwindigkeit, durch wachsendes Anpressen des Reibzeuges nur den Beharrungszustand für die anfänglich frei beschleunigt niedergehende Last herbei. Die Flügelbremsen verwerthen den Laufwiderstand eines Flügelwerks in der freien Luft oder den Bewegungswiderstand einer Flüssigkeit in einem abgeschlossenen Gefäss als Bremskraft, und ihre Leistung hängt demnach, wie bei den Schleuderbremsen, von der Umlaufgeschwindigkeit ab.

In den Senksperrbremsen ohne Lüftspiel, den sogenannten „Lastdruckbremsen“, spannt die Last das Bremswerk mit gleichbleibender, von ihrer Grösse abhängiger Sperrwirkung, und der Bremsüberschuss bestimmt die zum Senken aufzuwendende Kraft. Bei den Senksperrbremsen mit Lüftspiel sucht dagegen, wie wir sehen werden, der äussere Antrieb der Winde im Sinne des Senkens die von der Last festgezogene Bremse ständig zu lüften, während andererseits die hierdurch freigegebene und deshalb alsbald beschleunigt voreilende Last in wechselndem Spiel immer wieder den Bremschluss herbeiführt und so die mittlere Senkgeschwindigkeit ebenfalls von der Motorgeschwindigkeit zwangsläufig abhängig macht, aber den Motor selbst nur mit der Lüftarbeit, nicht mit dem vollen Bremsüberschuss belastet.

### a. Einfache Bremsen.

#### α. Backenbremsen.

Die einfachen Backenbremsen bestehen, wie in Fig. 191 skizzirt, aus einer cylindrischen Brems Scheibe, die man aus Gusseisen auszuführen pflegt,

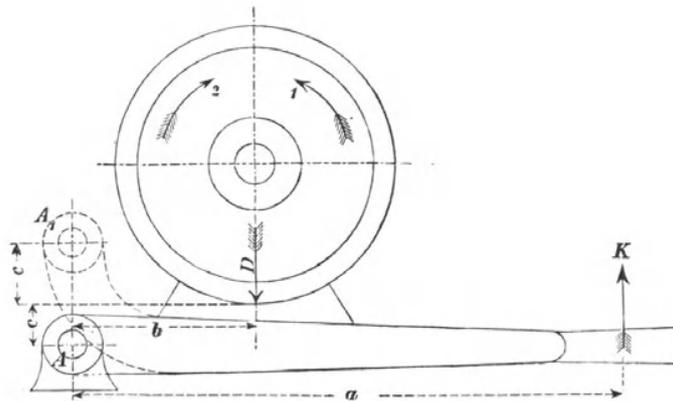


Fig. 191.

und einem hölzernen oder eisernen Klotz, der durch einen Hebel gegen den Umfang der Scheibe angepresst wird.

- Bezeichnet  $K$  den Druck am Bremshebelgriff,  
 $a$  die ganze Hebellänge,  
 $b$  den Hebelarm des Backendruckes,  
 $D$  den Backendruck,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten,  
 $c$  den Hebelarm des tangentialen Reibungswiderstandes,

so besteht, abgesehen von der Zapfenreibung, die als zusätzliche Bremswirkung vernachlässigt werden kann, die Bedingungsgleichung

$$Ka = Db \pm \mu Dc = D(b \pm \mu c).$$

Das  $+$  Zeichen gilt für die Umlaufrichtung im Sinne des Pfeiles 1, das  $-$  Zeichen für die Umlaufrichtung im Sinne des Pfeiles 2.

Bezeichnet  $P$  die auf den Umfang der Bremsscheibe ausgeübte und zu vernichtende Antriebskraft der Last, so muss

$$\mu D \geq P \text{ sein und mit } D \geq \frac{P}{\mu}$$

$$Ka \geq \frac{P}{\mu}(b \pm \mu c), \text{ d. i. } K \geq P \frac{b}{a} \left( \frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b} \right) \quad \dots \quad \mathbf{248.}$$

Die Gleichung zeigt, dass  $K$  um so kleiner ausfällt, je kleiner  $P$  ist. Aus diesem Grunde setzt man die Bremsscheiben selten auf die Trommelwelle, sondern meist auf eine schneller laufende Vorgelegewelle, um mit möglichst kleinen Scheiben auskommen zu können.

Die Gleichung zeigt ferner, dass die Grösse des Werthes  $K$  von dem Verhältniss der Hebel  $b$  und  $c$  abhängt.

Bei rechts umlaufender Bremsscheibe wird  $K=0$ , sobald  $\frac{b}{c} = \mu$  ist, und für  $\frac{b}{c} < \mu$  wird  $K$  sogar negativ, d. h. die Bremse wirkt selbstthätig, und zwar in diesem Falle um so kräftiger, je grösser die zu vernichtende Umfangskraft der Bremsscheibe ist.

$$\text{Dasselbe Hebelverhältniss } \frac{b}{c} < \mu \quad \dots \quad \mathbf{249.}$$

veranlasst auch bei links umlaufender Scheibe die selbstthätige Bremsung, sobald man den Drehpunkt  $A$  des Hebels etwa nach  $A_1$  auf die entgegengesetzte Seite der Tangente legt, die sich im Mittelpunkt der Backenberührung an die Bremsscheibe ziehen lässt. Alsdann unterstützt das Moment  $\mu Dc$  beim Linkslauf der Scheibe die Hebelrotation im Sinne der Kraft  $K$ , und es gilt in den vorstehenden Gleichungen das  $+$  Zeichen für den Rechtslauf, das  $-$  Zeichen dagegen für den Linkslauf der Welle mit dem Hebeldrehpunkt  $A_1$ .

Man bezeichnet die Bremsen, deren Umfangreibung den Spannhebeldruck unterstützt, als Differentialbremsen.

Die Erfahrungen zeigen, dass es empfehlenswerth ist, die Eigenschaft der Differentialbremsen nur dahin auszunutzen, dass man die Grösse des aufzuwendenden Spanndruckes  $K$  beschränkt, ohne jedoch den Nullwerth zu überschreiten, weil sich sonst das Spannwerk wegen der Neigung der Bremse, ihre Wirkung selbstthätig bis zum Sperren zu steigern, schwer regeln lässt, und die niedergehende Last ruckweise gehemmt wird.

Übrigens haben die hier zunächst allgemein besprochenen Gesichtspunkte praktischen Werth vor allem nur für die später beschriebenen Differential-Bandbremsen, weil im vorliegenden Falle der Grenzwert  $b = \mu c$  Ausführungsabmessungen verlangt, die man von selbst vermeidet.

Der Reibungskoeffizient  $\mu$  für Holz und Leder auf Eisen ist, trockene Flächen vorausgesetzt,  $\leq 0,5$ , und für Eisen auf Eisen etwa  $= 0,18$  bis  $0,25$  mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmend. \*)

\*) Zu den vielen Aufgaben, deren Lösung von den Ingenieurlaboratorien zu erwarten ist, gehören eingehende Versuche über die Abhängigkeit der Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit und die Ermittlung von Erfahrungszahlen für die zulässige spezifische Pressung und Reibungsarbeit, die Bremsen, ohne Gefahr übermässiger Erhitzung, aufzunehmen vermögen. Diese Versuche wären vor allem auch auf Holz und Leder auszudehnen, die unter Umständen verkohlen und verbrennen.

Für  $c=0$  bleibt die Umfangreibung der Bremsscheibe ohne Einfluss auf den Spannhebel. Dies ist für rechts- und linksläufig zu bremsende Wellen beachtenswerth.

Um schädliches Schleifen der Bremsbacke beim Lastaufwinden zu vermeiden, darf sich der Bremsklotz nicht durch sein Eigengewicht anpressen. Es werden Gegengewichte nothwendig, wenn der Spannhebel oberhalb der Scheibe liegt. Die schädliche einseitige Achsenbelastung der Bremswelle lässt sich beseitigen, sobald man statt einer Backe deren zwei, diametral gegenüber anordnet und diese gleichmässig anpresst. Die Anspannung kann durch eine Schraubenspindel oder durch ein gemeinsames Hebelvorgelege bewirkt werden.

Die später zu besprechenden Schleuderbremsen liefern Beispiele für Bremsscheiben mit innenliegenden Klötzen. Piechatzek & Lüders wenden die innere Klotzlage, in Verbindung mit einem Kniehebelwerk, auch für Handbremsen an, um ein Stirnrad des Triebwerkes durch Ausdrehen des inneren Radkranzes gleichzeitig als Bremsscheibe auszunutzen.

Die Bremswirkung lässt sich erheblich steigern, wenn man statt der einfachen cylindrischen Scheiben Keilnuthenräder als Bremsscheiben benutzt. Für diesen Fall ist in den obigen Gleichungen statt  $\mu$  der Werth

$$\frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$$

einzusetzen, falls  $\alpha$  den halben Keilnuthenwinkel bezeichnet.

Fig. 7 bis 9, Taf. 6, veranschaulichen eine von E. Becker in Berlin hierfür ausgebildete Konstruktion. Der gusseiserne Bremsklotz ist durch eine kurze, mittelst Schraubengewinde genau auf Länge einstellbare Schubstange mit dem Handhebel verbunden und wird am Windengestell durch ein

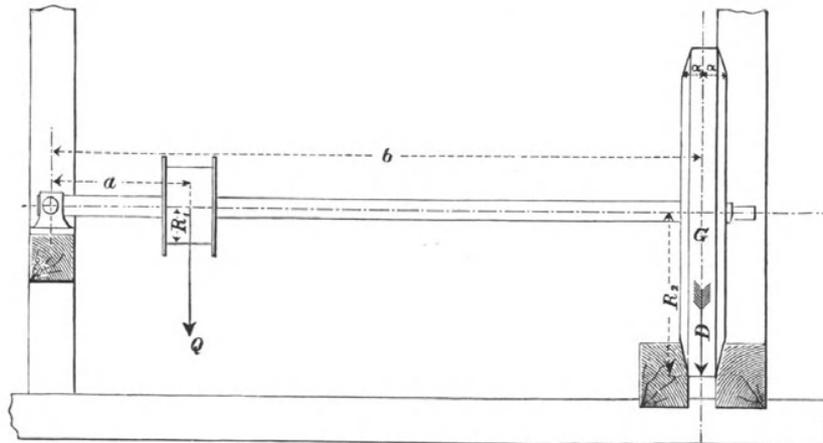


Fig. 192. 1:30.

schwalbenschwanzförmiges Schlittenstück in entsprechender Bahn radial geführt, wie aus Fig. 8 und 9 zu entnehmen ist. Die Bremse ist in der vorliegenden Ausführung als Lüftbremse entworfen, um in Verbindung mit einer Sperrradkupplung als Sperrradbremse benutzt zu werden.

Während gewöhnlich der Bremsklotz an die Bremsscheibe angepresst wird, findet sich bei einzelnen Aufzugwinden auch die umgekehrte Anordnung, dass sich die Scheibe auf einen Klotz niedersenkt und den Anpressungsdruck durch ihr Eigengewicht und durch ihre sonstige Wellenbelastung hervorruft.

Ältere derartige Konstruktionen für Sackaufzüge in Getreidemühlen entsprechen Fig. 192. Die hölzerne Bremsscheibe dient gleichzeitig als Riemen-

scheibe und ist zu dem Zweck, bei genügender Breite, nur an den Aussenflächen kegelförmig abgedreht, damit der mittlere Scheibenumfang für den Treibriemen frei bleibt. Für neuere Aufzüge verwendet man meist eiserne Keilnuthenräder, die ohne weiteres gleichzeitig als Brems- und als Antriebsräder benutzt werden können. In beiden Fällen wird die Trommelwelle zum Antrieb aus der Bremsklotzstützung angehoben, um den Bremswiderstand zu beseitigen und den Riemen zu spannen oder das Keilnuthenrad in sein laufendes Gegenrad einzurücken. In der Fig. 192 ist vorausgesetzt, dass sich die Trommelwelle um Schildzapfen des linken Lagers am rechten Ende emporziehen lässt. Für Keilnuthenräder pflegt man bei sorgfältigen Ausführungen beide Wellenlager gleichzeitig durch Stützhebel oder Excenter zu heben.

Bezeichnet für die in Fig. 192 dargestellte Konstruktion

$G$  das Eigengewicht der Bremsscheibe,

$Q$  den Lastzug an der Trommelwelle,

$a$  und  $b$  die Entfernungen des Lastangriffpunktes und der Bremsscheibenmitte von dem linken Endzapfen der Trommelwelle,

so folgt unter der Voraussetzung, dass das Lager dieses Zapfens den Stützdrehpunkt der Welle beim Anheben bildet, der Anpressungsdruck der Bremsscheibe

$$D = Q \frac{a}{b} + G \quad \dots \quad 250.$$

Bezeichnet man ferner mit

$\alpha$  den halben Keilnuthenwinkel und mit

$\mu$  den Reibungskoeffizienten,

so ist nach der für Keilräder aufgestellten Formel 222, S. 212, der Reibungswiderstand im Umfange der Bremsscheibe

$$P \leq \frac{\mu D}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} \leq \frac{\mu \left( Q \frac{a}{b} + G \right)}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}.$$

Bezeichnet ferner

$R_2$  den Halbmesser der Bremsscheibe und

$R_1$  den Halbmesser der Lasttrommel,

so besteht für den Grenzfall der vollständigen Lastbremsung die Bedingungsgleichung:  $P R_2 = Q R_1$  oder  $R_2 = \frac{Q R_1}{P}$  und demnach schliesslich

$$R_2 \geq \frac{Q R_1 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{\mu \left( Q \frac{a}{b} + G \right)} \quad \dots \quad 251.$$

Wirkt der Lastzug auf die Trommelwelle nicht, wie hier vorausgesetzt, senkrecht nach unten, so wird seine wagerechte Seitenkraft durch die Lagerführungen der Trommelwelle aufgenommen, und es vereinigt sich mit  $G$  nur die in der Bremsscheibenebene wirkende senkrechte Komponente des Lastzuges. Die Bremswirkung wird durch den Lastzug abgeschwächt, wenn das Lastseil von der Trommel nach einer höher liegenden Leitrolle läuft.

#### Entlastete Doppelbackenbremse der Maschinenfabrik Örlikon.

Die Backenhebel der Bremse, Fig. 193, sind mit ihren unteren Drehzapfengabeln an die flachen Augen einer gemeinsamen runden Verbindungstange angeschlossen, welche aus zwei, durch Nachstellgewinde mit einander verbundenen Stücken besteht und längsverschieblich in zwei Augen des gusseisernen Bockgestelles gelagert ist. Die Hebelköpfe werden von Zugstangen erfasst, die nach zwei diametral gegenüberstehenden Zapfen einer Scheibe auf der Achse des oben gelagerten belasteten Spannhebels angreifen. Die

selbstthätige Verschiebbarkeit der unteren Kuppelstange vermittelt den vollkommen gleichgrossen Anpressungsdruck der beiden Bremsbacken zur Entlastung der Welle, weil die eine Backe den Hebelstützpunkt für das symmetrische Hebelwerk der anderen bildet und sich die einzelnen Gelenke, bei der eigenen Drehbarkeit der Backen, ohne störenden Zwang richtig einstellen können.

Baut man die Bremsklötze wagerecht statt senkrecht ein, so ist die selbstthätige Einstellung nur beim Montiren und Nachjustiren zu benutzen und die Ausgleichstange für den Betrieb durch eine Klemmschraube festzustellen, um das Schleifen des oberen Klotzes bei gelüfteter Bremse durch das Eigengewicht der beweglichen Theile zu verhüten.

Die eigenartige symmetrische Gestalt der Bremsklötze mit einer Ersatzarbeitsfläche auf dem Rücken, die durch einfaches Umkehren der Backen nach dem Verschleiss der Brust in Gebrauch genommen werden kann und ihre drehbare Aufhängung in der in sich geschlossenen rechteckigen Gabelung ihrer Druckhebel um einen Mittelpunktzapfen vermeidet störendes

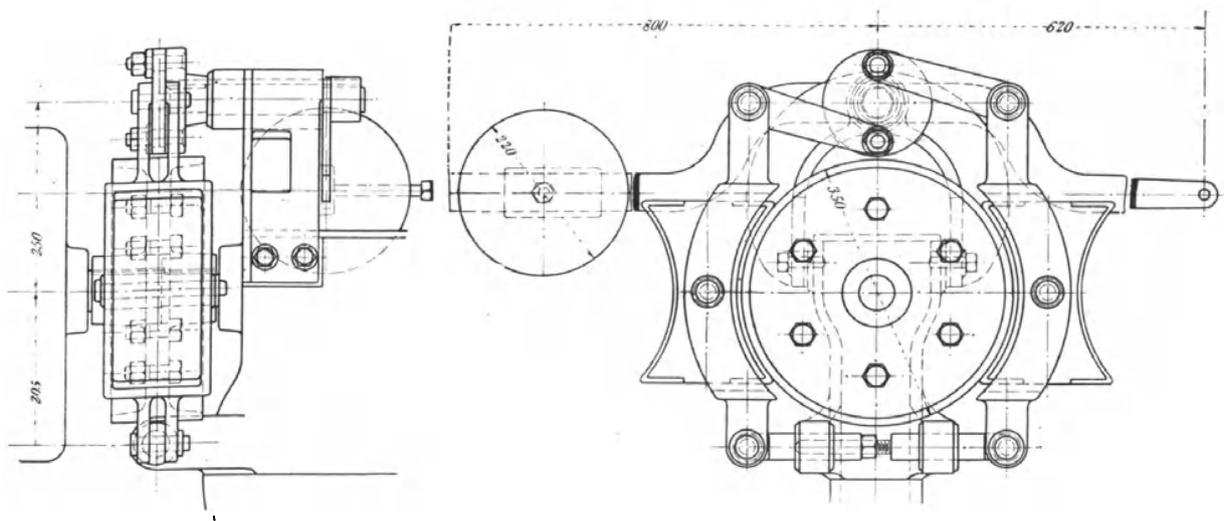


Fig. 193. 1 : 10.

Schleifen durch Eigengewichtswirkung beim Lüften der Bremse. In der Regel verwendet die Firma, wie im vorliegenden Fall, Holz als Kernmaterial für die Backen mit einem Messingblechbeschlag bei glatten Scheiben, für Keilnuthenbremscheiben dagegen leicht gehaltene, gusseiserne Klötze, deren Arbeitsfläche mit Weissmetall ausgegossen wird.

Die vorliegende Konstruktion ist für Seilwinden von 7 bis 10 t Tragkraft bestimmt und unmittelbar auf der Motorwelle angeordnet. Die Bremsscheibe dient dabei gleichzeitig als starre Scheibenkupplung zwischen Ankerwelle des Elektromotors und Schneckenwelle des Wurmgetriebes und ist hierfür zweitheilig mit Fuge senkrecht zur Achse hergestellt.

Zum Steuern der Bremse ist der Gewichtshebel nach der anderen Seite über seine Drehachse hinaus entsprechend verlängert.

Die Firma verwendet die Konstruktion ganz allgemein für Laufkatzen mit eingebauter elektrisch betriebener Lastwinde ohne elektrische Bremsen, und zwar sowohl für Drehstrom- wie für Gleichstrommotoren, nachdem sie ursprünglich aus dem Bedürfniss hervorgegangen war, durch eine Handbremse einen befriedigenden Ausweg bei den Schwierigkeiten zu finden, welche anfänglich der Herstellung brauchbarer elektromagnetischer Bremsen mit Drehstrom entgegenstanden.

In diesem Fall wird wegen der Ortsveränderlichkeit der Laufkatze mit dem wechselnden Abstand vom Kranführerkorb ein mit dem Bremshebel festverbundener, endloser Seilzug über die ganze Bühnenlänge angeordnet, der zunächst

unterhalb des Hebels über zwei auf gemeinsamer Achse an der Katze gelagerte Leitrollen nach den entgegengesetzten Bühnenenden geht. An einem Ende befindet sich eine einzelne Leitrolle zur Rückleitung des Seilzuges nach dem anderen. Hier, über den Führerstand, sind dagegen wieder zwei Leitrollen auf gemeinsamer Achse angeordnet, um das endlose Seil in Form einer senkrechten Schlinge in den

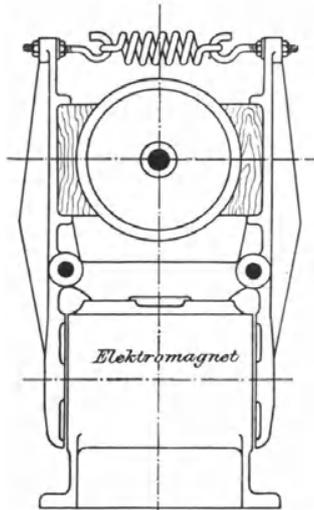


Fig. 194.

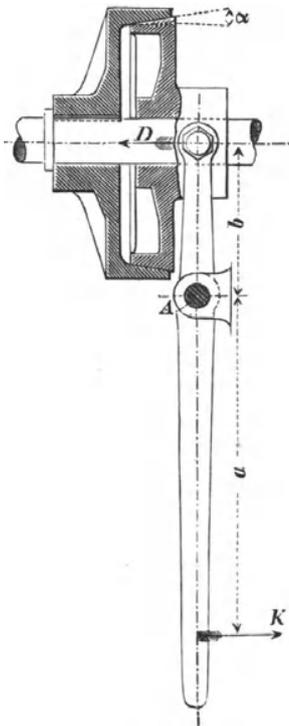


Fig. 195.

Führerkorb hinabhängen zu lassen und in der Schlinge die lose Tragrolle eines Fusstritthebels zur Bedienung der Bremse aufzunehmen. Sobald der Führer mit dem Fuss den Hebel niederdrückt, spannt sich der ganze Seillauf und lüftet die Bremse. Der Krahnführer ist also nur anzuweisen, dass er gleichzeitig mit dem Anlasser des Katzenlastmotors den Fusshebel bedient, um die Bremse der Winde während des Betriebes gelüftet zu halten, und behält die Hände für die elektrischen Steuerungen frei. Selbstverständlich lässt sich dieser Seilzug in gleicher Weise auch für anders ausgeführte mechanische Bremsen verwerthen und bildet ein bisher wenig beachtetes, allgemeines Mittel, elektrische Bremsen bei Katzenlastwinden entbehrlich zu machen. Im wesentlichen kann die Anordnung aber nur zum Festhalten und Stoppen der Last dienen, nicht für feinere Regulierungen der Senkgeschwindigkeit, weil durch den langen Seilzug das Gefühl für den Grad der Hebelentlastung verloren geht.

Doppelbackenbremse mit Lüftelektromagnet von Anderson. Ganz besonders einfach und zusammengedrängt ist die Bauart von Anderson, Fig. 194,\*) die ausserdem der Bedingung genügt, dass der Druck der beiden Backen, unabhängig von der Montage und dem Verschleiss, stets von beiden Seiten in gleicher Stärke wirkt. Die beiden symmetrisch liegenden doppelarmigen Spannhebel werden durch eine zwischengeschaltete regulierbare Spannfeder gegen die Bremsscheibe angepresst und gelüftet, sobald mit dem Anlaufen der Winde der Betriebsstrom des zugehörigen Elektromotors gleichzeitig den Bremsmagneten erregt.

Weitere Beispiele für verschiedenartige Ausführungen von Doppelbackenbremsen liefern Fig. 3, Taf. 19, Fig. 3, Taf. 20 und Fig. 6, Taf. 30.

### β. Kegelbremsen.

Die einfache Kegelbremse, Fig. 195, gleicht im wesentlichen ganz den Kegelkupplungen und unterscheidet sich von ihnen nur dadurch, dass der lose verschiebbare Vollkegel durch seine Verbindung mit dem Einrückhebel gegen Drehung abgestützt ist. Rückt man den Vollkegel in den auf der Welle fest aufgekeilten Hohlkegel ein, so bildet jener den ruhenden Bremsklotz für diesen, und der Reibungswiderstand zwischen den Kegelflächen liefert demnach den Bremswiderstand für die Arbeitswelle.

\*) Engineer, Juni 1897, S. 599. Weitere Elektromagnetbremsen siehe Bd. 2, S. 194 u. f.

Bezeichnet  $D$  die Anpressung der Kegel in der Achsenrichtung,  
 $P$  die Umfangkraft in der mittleren Kegelfläche, welche  
 durch den Bremswiderstand vernichtet werden soll,  
 $\alpha$  den Winkel zwischen Kegelseite und Kegelachse,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten,  
 $K$  den Druck am Griff des Einrückhebels,  
 $a$  den Hebelarm dieser Kraft in bezug auf den Dreh-  
 punkt  $A$ ,  
 $b$  den Hebelarm des Druckes  $D$  in der Achsenrichtung,  
 so muss, unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände, welche sich dem  
 Einrücken der Kegel entgegensetzen, nach Gleichung 222, S. 212,

$$P \leq \frac{\mu D}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$$

sein, und da

$$D = \frac{K a}{b},$$

$$K > P \frac{b \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\mu} \dots \dots \dots \mathbf{252.}$$

Eine Kegelbremse äussert dieselbe Wirkung, wie eine Backenbremse  
 mit Keilprofil; die Gleichung 248, S. 232, für einfache Backenbremsen

$$K \geq P \frac{b}{a} \left( \frac{1}{\mu} + \frac{c}{b} \right)$$

geht in die vorstehende Form über, sobald  $c = 0$  und für Keilprofile, statt  $\mu$ ,  
 $\sin \alpha + \mu \cos \alpha$  eingeführt wird.

In beiden Fällen wird für  $\mu = 0,18$  und  $\alpha = 10^\circ$

$$K = \sim 1,95 P \frac{b}{a}.$$

Für eine ganz gewöhnliche Backenbremse mit hölzernen Bremsbacken  
 ermittelt sich mit  $c = 0$ , und unter der Annahme, dass der Reibungskoeffi-  
 zient für Holz auf Eisen  $\mu = 0,5$  gesetzt werden darf, nach Gleichung 248

$$K = 2 P \frac{b}{a}.$$

Die drei verschiedenen Anordnungen erfordern also unter sonst gleichen  
 Verhältnissen gleich starke Hebeldrucke, da aber die Kegelbremse am  
 schwierigsten auszuführen, und die einfache Holzbackenbremse rascherem  
 Verschleiss ausgesetzt ist, wird die Keilradbremse von einzelnen vorgezogen.  
 Kegelbremsen werden mit Recht als selbstständige Bremsen nur sehr selten  
 angewendet.

Der Kegelwinkel  $\alpha$  ist für kräftiges Bremsen möglichst klein zu wählen,  
 etwa  $15^\circ$ , aber auch nicht kleiner als  $10^\circ$ , um zu tiefes Einsinken bei all-  
 mählichem Verschleiss und Festklemmen zu verhüten.

Der nachtheilige Einfluss der einseitigen Achsenpressung lässt sich bei  
 Kegelbremsen, ähnlich wie bei den Backenbremsen durch symmetrische  
 Anordnung von Doppelkegelpaaren beseitigen. Einfacher erreicht man den  
 Zweck durch Gewinde auf der Bremswelle mit einer Druckmutter.

Beachtenswerth bleiben Kegelbremsen für die Konstruktion von Sicher-  
 heitskurbeln. Schliesslich ist noch darauf hinzuweisen, dass für die Wirkung  
 der Kegelbremse die Umlaufrichtung ihrer Welle gleichgültig ist.

### γ. Lamellenbremsen.

Wenn man den Kegelwinkel  $\alpha$  bis auf  $90^\circ$  steigert, geht die Kegel-  
 Bremse in eine Scheibenbremse mit seitlicher Bremsringfläche über. Hierbei

lässt sich der schädliche Druck in achsialer Richtung dadurch herabmindern, dass man statt eines einfachen Scheibenpaares nach Art der Lamellenkupplungen einen mehrplattigen Scheibensatz anwendet, dessen einzelne Scheiben, bei freier Verschiebbarkeit in achsialer Richtung, der Reihe nach abwechselnd theils mit der laufenden, theils mit der festgehaltenen Hälfte der Bremse verbunden werden. Der gemeinsame Anpressungsdruck pflanzt sich von einem Scheibenpaar zum anderen fort, und der erzielte Bremswiderstand wächst mit der Plattenzahl nach Massgabe der vorhandenen Reibungsflächen.\*)

Die Lamellenbremsen sind zuerst von Weston in Form einer Kupplung zwischen Kurbel- und Haspelrad und dem Räderwerk von Winden benutzt, die, durch theilweises Lüften als Bremse wirkend, den Niedergang der Last bei festgehaltener Kurbel vermittelt. Die hierfür gewählte Ausführung ist in dem späteren Abschnitt über Sicherheitskurbeln an Hand der Fig. 215, S. 257, beschrieben.

#### δ. Bandbremsen.

##### Gewöhnliche Bandbremse.

Die Bandbremsen bestehen aus einer Scheibe mit einem eisernen oder stählernen Bande, das durch ein Hebelwerk fest um den Umfang der Bremscheibe gespannt wird. Durch möglichst grossen Umspannungswinkel wird die Bremskraft gesteigert und die Welle theilweise entlastet. Die Bandbremsen lassen sich bei sehr kräftiger Wirkung ausserordentlich bequem und billig herstellen und haben infolge dessen sehr ausgedehnte Verbreitung gefunden. Für die meisten Fälle genügen Scheibendurchmesser von 200 bis 400 mm. Im übrigen mahnt das Vorkommen von Bandbrüchen zu sorgfältiger Auswahl zähen Materials und gebietet, abgesehen von anderen Rücksichten, reichliche Querschnittsabmessungen. Die von Rau ausgeführten

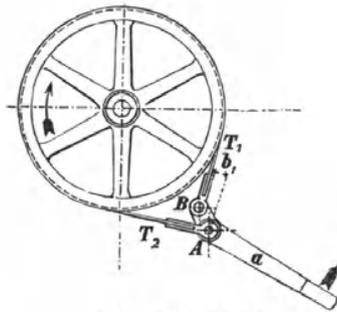


Fig. 196. 1 : 25.

Versuche über die Zunahme der Sprödigkeit von Flusseisen bei Temperaturerhöhungen bis  $300^{\circ}$  erklären Brüche bei selbst reichlich dimensionirten Bändern.

Die gewöhnliche Anordnung der einfachen Bandbremse zeigt Fig. 196.

Die Umlaufrichtung der Bremscheibe während des Lastniederganges ist durch die Pfeilrichtung angedeutet und daraus ersichtlich, dass das auflaufende Bremsbandtrum nach dem festen Drehpunkt  $A$  des Spannhebels geführt, das ablaufende Trum dagegen im Punkte  $B$  am Hebel selbst befestigt ist.

Bezeichnet  $P$  die im Umfange der Bremscheibe wirksame Rücktriebkraft, welche durch die Bremse vernichtet werden soll,  
 $K$  die Druckkraft am Hebelgriff,  
 $a$  den Hebelarm der Kraft  $K$ ,  
 $T_2$  die Spannung im auflaufenden Trum,  
 $T_1$  die Spannung im ablaufenden Trum,  
 $b_1$  den Hebelarm der Spannung  $T_1$  in bezug auf den Drehpunkt  $A$ ,  
 $\alpha$  den vom Bremsband umspannten Bogen,  
 $\mu$  den Reibungskoeffizienten,  
 $e$  die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

\*) Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1868.

so ist nach den Gesetzen der Gurtreibung auf Rollenumfängen

$$T_2 = T_1 e^{\mu\alpha}.$$

Ferner  $P \leq T_2 - T_1$ , also auch  $P \leq T_1 (e^{\mu\alpha} - 1)$ .

Da andererseits  $K = T_1 \frac{b_1}{a}$ , folgt schliesslich:

$$K \geq P \frac{b_1}{a} \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \dots \dots \dots \mathbf{253.}$$

Für das Verhältniss  $\varphi$  des vom Bremsband umspannten Bogens zum ganzen Umfang ist  $\alpha = 2\pi\varphi$ .

Für verschiedene Werthe von  $\varphi$  erhält man, unter der Annahme, dass der Reibungskoeffizient  $\mu$ , sehr mässige Schmierung vorausgesetzt, = 0,18 angenommen werden kann, nachstehende Tabelle.

Tabelle für den Spannungskoeffizienten  $e^{\mu\alpha}$ .

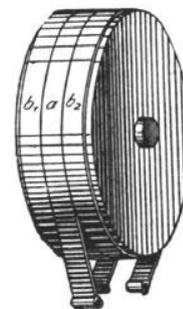
$\varphi = 0,4$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$e^{\mu\alpha} = 1,57$	1,76	1,97	2,21	2,47	2,77

In den meisten Fällen findet sich  $\varphi = 0,7$ . Für diesen Fall folgt

$$\frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{1}{2,21 - 1} = 0,83, \text{ und hiermit } K = 0,83 P \frac{b_1}{a}.$$

Die einfache Bandbremse wirkt also, unter sonst gleichen Verhältnissen, wie ein Vergleich mit den früheren Rechnungen für Backen- und Kegelsbremsen zeigt, etwa 2,5 mal so kräftig wie diese.

J. S. Fries in Sachsenhausen-Frankfurt a/M. umspannt den Scheibenumfang vollständig, indem er die beiden Bandenden auf der Scheibe durcheinander steckt. Das eine Trum wird zu dem Zweck gabelförmig ausgeschnitten, das andere endigt mit einer entsprechend schmalen Zunge, die durch den mittleren Ausschnitt der Gabel hindurchgreift.



Die Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft wickelt einen schmalen Flachstahlstab von etwa 12 mm Dicke und 20 mm Breite schraubenförmig auf und stellt so Bremsen mit mehrfacher Umschlingung her.

Die Nürnberger Maschinenbau-Aktiengesellschaft gabelt das Bremsband nach Fig. 197 D. R. P. 102 767 derart, dass sich nach der ersten vollen Umschlingung des einfachen Bandes die beiden Seitenbänder  $b_1$  und  $b_2$  auf der Scheibe rechts und links neben  $a$  legen und die zweite Windung bilden.

Je steifer das Bremsband und je grösser der Umschlingungswinkel ist, um so mehr bleibt verhältnissmässig die wirklich erzielte Bremskraft wegen des unvollkommenen Anschmiegens hinter der berechneten zurück, so dass man mehr oder minder auf eigene Versuchswerthe für den einzelnen Fall angewiesen ist und bei neuen Entwürfen jedenfalls gut thut, den Reibungskoeffizient niedrig zu schätzen, oder für den Umspannungswinkel  $\alpha$  einen kleineren Werth in die Rechnung einzustellen, als den der Zeichnung zu entnehmenden.

Der Festigkeitsberechnung des Bremsbandes ist stets die grösste Spannung, d. h. die im auflaufenden Trum, zugrunde zu legen. Fig. 197.

Bezeichnet  $\delta$  die Dicke des Bremsbandes,  
 $b$  seine Breite nach Abzug etwaiger Nietlöcher oder Ausschnitte,  
 $k_z$  die zulässige Zuganstrengung in kg/qcm,  
 so muss die Bedingung erfüllt werden

$$b \delta k_z = T_2,$$

und da

$$T_2 = \frac{P e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1},$$

$$b \delta = \frac{P}{k_z} \cdot \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \dots \dots \dots \mathbf{254.}$$

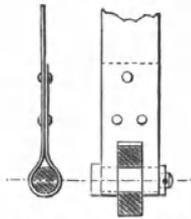


Fig. 198. 1:5.

Je nach Ermessen kann man über  $b$  oder  $\delta$  frei verfügen und den zugehörigen Werth  $\delta$  oder  $b$  aus der vorstehenden Gleichung ermitteln, doch bleibt hierbei zu beachten, dass mit Rücksicht auf die erforderliche Biegsamkeit der Bremsbänder, je nach der Scheibengrösse, ihre Stärke bei höchstens 80 mm Breite nicht wohl über 3 bis 4 mm gesteigert werden darf.

Steife Bremsbänder legen sich nur unvollkommen an und liefern daher eine entsprechend geringere Bremswirkung, wenn man nicht das Hilfsmittel anwendet, das Band in zwei Hälften zu theilen und als Verbindungsglied ein Gelenk mit Drehbolzen einzuschalten, wie in Fig. 200.

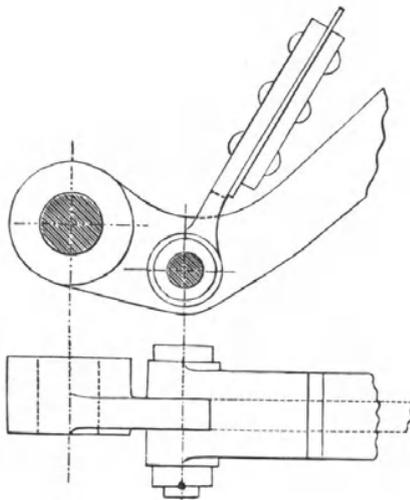


Fig. 199.

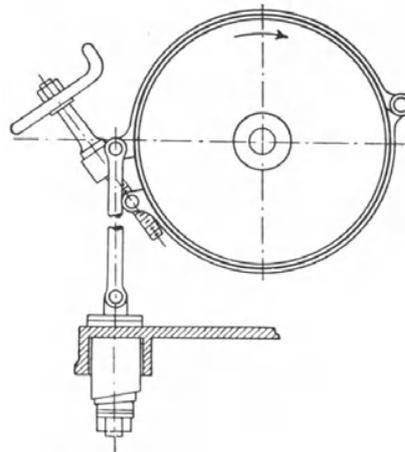


Fig. 200.

Durch Vergrössern der Bremscheibe kann der Werth von  $P$  und die Beanspruchung des Bremsbandes herabgemindert werden. Unter allen Umständen ist das Bremsband von vornherein um den Betrag der Abnutzung, die man bis zum Ersatz durch ein neues in Aussicht nimmt, stärker zu wählen, als die Festigkeitsrechnung ergibt.

Die Befestigung der Bremsbänder am Hebel geschieht mittelst Gelenkbolzen, die ihrerseits im Hebel befestigt werden. Entweder nietet man das Bandende um den Bolzen zusammen oder schiebt über den Bolzen zunächst eine Scharnierhülse, damit das Bremsband möglichst wenig geschwächt wird. Der Klemmdruck einer kleinen Gegenlasche unterstützt im zweiten Fall die Festigkeit der Nietverbindung. Fig. 198 und 199 stellen derartige Befestigungen dar.

Bei entgegengesetzter Umlaufrichtung vertauschen sich die Spannungen  $T_1$  und  $T_2$  miteinander und erfordern zum Bremsen eine Kraft:

$$K_1 \geq P \frac{b_1}{a} \frac{e^{\mu a}}{e^{\mu a} - 1} \dots \dots \dots 255.$$

Ist beispielsweise der auf den Umfang der Bremsscheibe wirkende Lastzug  $P = 300$  kg,  $a = 900$  mm,  $b_1 = 60$  mm, und der vom Bremsband umspannte Bogen  $0,7$  des ganzen Umfanges, so folgt für das Bremsband selbst, wenn man ein 2 mm starkes Stahlband wählt und als zulässige Zugspannung  $k_z = 800$  kg/qcm annimmt, nach Gleichung 254 und den Werthen für den Spannungskoeffizienten S. 239

$$b = \frac{300}{0,2 \cdot 800} \cdot \frac{2,21}{2,21 - 1} = \sim 3,4 \text{ cm.}$$

Wählt man hierfür  $b = 60$  mm, so würde dies einer zulässigen Abnutzung bis auf nahezu 1 mm Dicke entsprechen. Für die erste, in Fig. 196 angenommene Umlaufrichtung bestimmt sich der Hebeldruck nach Gleichung 253, S. 239, durch

$$K = \frac{300 \cdot 60}{900} \cdot \frac{1}{2,21 - 1} = \sim 17 \text{ kg.}$$

Für die entgegengesetzte Umlaufrichtung ist nach Gl. 255

$$K_1 = \frac{300 \cdot 60}{900} \cdot \frac{2,21}{2,21 - 1} = \sim 37 \text{ kg.}$$

Der bedeutende Unterschied zwischen dem Hebeldruck für entgegengesetzte Laufrichtungen führt dazu, bei einarmigen Hebelbremsen das ablaufende Trum, nicht das auflaufende durch den Hebel zu spannen.

William Clarke hat die in England übliche Anordnung, für grosse Winden zum feineren Einstellen der Bremskraft statt des einfachen Hebelwerks Spannschrauben zu benutzen, noch dahin verbessert, dass er das sonst starr befestigte Bremsbandende mittelst eines Lenkschienenpaares an eine Stützfeder anschliesst — Fig. 200, D.R.P. 31851 — um Winden, die aussergewöhnlichen Zugkräften beim schnellen Abstellen ausgesetzt sind, wie z. B. Ankerwinden, gegen Stösse zu schützen. Ausserdem vervollständigt die wagerechte Komponente der Spindelkraft im Kopf der Lenkschienen die Entlastung der Bremswelle.

Beim festen Schluss des Bremszaumes vermag sich die Scheibe noch um den Betrag der Federzusammenpressung zu drehen, welche durch den vorhandenen Überschuss der Bewegungsenergie erzeugt wird.

**Differentialbremse von Napier.**

Die Differentialbremse von Napier bietet ein Mittel, den Anpressungsdruck des Bremshebels ganz beliebig zu verkleinern. Die Differential-Bandbremse beruht auf der Anwendung eines doppelarmigen Spannhebels, an dem die beiden Bremsbandenden derartig befestigt werden, dass die Spannung im auflaufenden Trum die Wirkung des Hebeldrucks unterstützt.

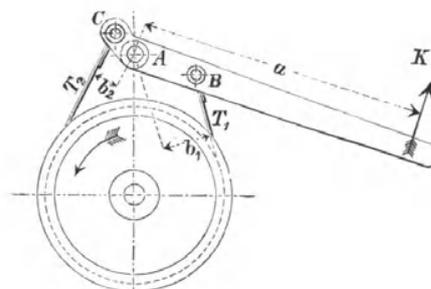


Fig. 201.

Wählen wir unter Bezugnahme auf Fig. 201 die Bezeichnungen wie oben und führen nur noch den Hebelarm der Spannung  $T_2$  mit dem Buchstaben  $b_2$  ein, so ist

$$Ka = T_1 b_1 - T_2 b_2 = T_1 (b_1 - b_2 e^{\mu a}) \text{ und } P \leq T_2 - T_1 \leq T_1 (e^{\mu a} - 1)$$

also mit dem Werthe für  $T_1$  aus dieser Gleichung

$$K \geq \frac{P}{a} \cdot \frac{b_1 - b_2 e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \dots \dots \dots 256.$$

$K$  wird null oder negativ, wenn  $b_1 < b_2 e^{\mu\alpha}$ .

Die Bremsung erfolgt, sobald das Bremsband anliegt, selbstthätig und die Bremse wirkt als Klemmgesperre,

falls 
$$\frac{b_1}{b_2} < e^{\mu\alpha} \dots \dots \dots 257.$$

Die Beschränkung von  $K$  gebietet Vorsicht, denn da  $e^{\mu\alpha}$  mit  $\mu$  stark veränderlich ist, tritt die Wirkung der Selbstsperrung leicht auch unerwartet ein. Die Differentialbremse wirkt unter allen Umständen unregelmässiger als andere Konstruktionen, und erschwert sanftes Senken um so mehr, je kleiner man  $K$  im Entwurf wählt.

Andererseits kann aber die Konstruktion auch lediglich als Klemmgesperre verwendet werden.\*)

Mit der meist zutreffenden Annahme, dass das Bremsband 0,7 des ganzen Scheibenumfanges umspannt, erhält man brauchbare Werthe mit

$$b_1 \geq 3 b_2 \dots \dots \dots 258.$$

Im allgemeinen verdienen einfache Bremsen den Vorzug.

Entwerfen wir unter den oben für die einfache Hebel-Bandbremse gestellten Bedingungen eine Differentialbremse, und setzen  $b_2 = \frac{b_1}{3} = 20$ , so folgt

$$K = \frac{300}{900} \cdot \frac{60 - 20 \cdot 2,21}{2,21 - 1} = \sim 4,4 \text{ kg.}$$

Die Festigkeitsberechnung des Bremsbandes ist wie bei der einfachen Bandbremse nach Formel 254, S. 240, vorzunehmen.

Im übrigen ist auch hier der Hebel so zu lagern, dass sein Eigengewicht die Bremse selbstthätig löst. Liegt der Hebel unterhalb der Scheibe, so wird dieser Bedingung durch die Anordnung nach Fig. 202 genügt. Eine andere Bauart zeigt Fig. 203.

Beim Lastniedergang muss das auflaufende Bandtrum stets am kürzesten Hebelarm wirken, weil sonst beim Spannen der Bremse die Hebelkraft  $K$  und die

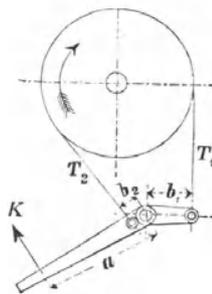


Fig. 202.

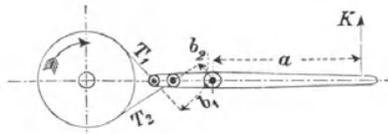


Fig. 203.

grösste Bremsbandspannung  $T_2$  den Hebel entgegengesetzt zu drehen suchen. Unter solchen Verhältnissen geht aber der Vortheil der Differentialbremse verloren, und der erforderliche Hebeldruck fällt grösser aus, als für die gewöhnliche Bandbremse mit einarmigem Spannhebel.

Die Differential-Bandbremsen wirken nach den angestellten Rechnungen nur für eine bestimmte Umlaufrichtung der Bremscheibe günstig und verlieren ihren Werth für Winden mit Doppelförderung, die rechtsläufig und linksläufig zu bremsen sind.

\*) Hiervon hat Mohr für die elektrisch betriebenen Portalkrahne zur Sperrung des Motorrücklaufes beim Lastsenken Gebrauch gemacht und nimmt dabei für die zuverlässige Wirkung und die geräuschlose Arbeitsweise den kleinen Arbeitsverlust in Kauf, den das Bremsgesperre beim Aufwinden der Last durch leichtes Schleifen auf der Motorwelle verursacht. — Vergl. Taf. 45, Fig. 1.

**Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung der Bremsscheibe.**

Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung der Bremsscheibe lassen sich so anordnen, dass der Hebeldruck für beide Richtungen gleich gross

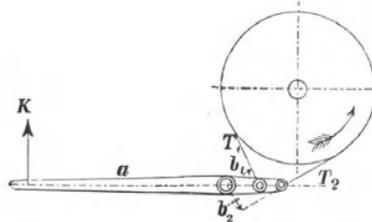


Fig. 204.

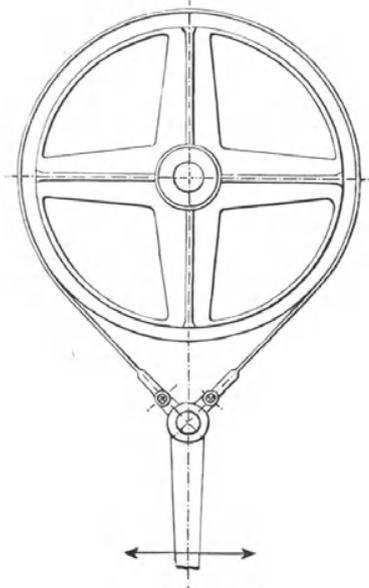


Fig. 205. 1 : 12.

ausfällt. Das Hebelwerk ist in der Skizze Fig. 204 veranschaulicht. Fig. 205 giebt einen Sonderfall der allgemeinen Anordnung wieder.

Mit den bisherigen Bezeichnungen und unter Bezugnahme auf die Figur ist

$$Ka = T_1 b_1 + T_2 b_2.$$

Beim Wechsel der Umlaufrichtung vertauschen sich die Werthe  $T_2$  und  $T_1$ . Soll dieser Wechsel ohne Einfluss auf die Hebelkraft  $K$  bleiben, so muss

$$b_1 = b_2 \dots \dots \dots \mathbf{259.}$$

gewählt werden. Bezeichnen wir für diesen Fall die gleichlangen Hebelarme fernerhin mit  $b$ , so folgt

$$Ka = b (T_1 + T_2) = T_1 b (1 + e^{\mu\alpha}).$$

Die Kraft im Scheibenumfange ist

$$P \leq T_2 - T_1 \leq T_1 (e^{\mu\alpha} - 1)$$

und wir erhalten schliesslich  $K > \frac{Pb}{a} \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1} \dots \dots \dots \mathbf{260.}$

Diese Gleichung zeigt, dass der Vortheil eines gleich grossen Anpressungsdruckes bei entgegengesetzten Umlaufrichtungen der Bremsscheibe durch den Nachtheil eines Kraftaufwandes erreicht wird, der grösser ist, als die Spannkraft, welche nach Gleichung 255, S. 241 die gewöhnliche einarmige Hebel-Bandbremse mit der ungünstigsten Umlaufrichtung erfordert. Wir erhalten im vorliegenden Fall für die in allen früheren Fällen angenommene Umfangsumspannung  $\varphi = 0,7$

$$K = 2,65 P \frac{b}{a},$$

während nach Gleichung 255  $K_1 = 1,83 P \frac{b}{a}$  ist.

Diese Vergleiche und die Werthe für Backen- und Kegelbremsen zeigen, dass für Bremswerke mit wechselnder Umlaufrichtung die Bandbremsen hinsichtlich der Kraftersparniss keine wesentlichen Vortheile bieten, während sie für die gewöhnlichen Fälle der Praxis sich sowohl durch ihre kräftige Wirkung, wie durch ihre gedrängte und einfache Form auszeichnen.

**Gliederbremsen.**

Nicht selten werden Bandbremsen als sogenannte Gliederbremsen mit Holzfutter nach Fig. 206 ausgeführt. Die Konstruktion bietet den doppelten Vortheil gesteigerter Wirkung durch den grösseren Reibungswiderstand des Holzes und grösserer Sicherheit gegen Bruchgefahr, weil das eiserne Band dabei unversehrt bleibt. Statt des Holzes kann auch Leder benutzt werden.

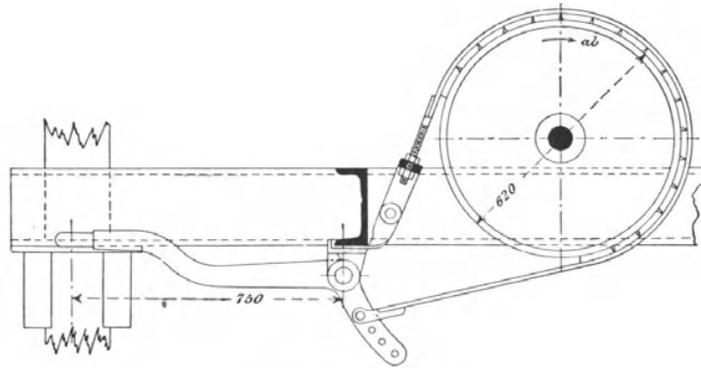


Fig. 206. 1:20.

Zum vollständigen Ablösen der Gliederbremsen vom Scheibenumfang beim Lüften bedarf es ein oder mehrerer Stellschrauben in äusseren Stützen, die theils das Eigengewicht annehmen, theils den Lüftspielraum gleichmässig vertheilen.

Zu erwähnen ist schliesslich, dass sich Bremsbänder, statt von aussen, auch von innen gegen den Scheibenumfang anpressen lassen. Für diese zuerst von Mégy gewählte Anordnung findet sich ein Beispiel unter den Ausführungen von Sperrradbremsen, S. 258.

In allen Fällen sind die Scheiben häufig benutzter Bremsen zu durchlochen oder besser mit besonderen Kühlrippen zu versehen, um übermässiges Erhitzen zu verhüten, das sonst leicht zum Verbrennen von Holz und Leder führt und auch auf Eisen und Stahl nachtheilig einwirkt.

**ε. Steuerscheibe für mechanische Aufzugbremsen.**

D.R.P. 70242 der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

Aufzüge mit elektrischem und mit Riemenbetrieb bedürfen, auch wenn sie, wie meist üblich, mit selbsthemmender Schnecke gebaut werden, zum genauen Anhalten in bestimmter Höhe einer besonderen Stopp- oder Festbremse, weil die Winde nicht, wie bei hydraulischen Anlagen, bis zum letzten Augenblick unter der Einwirkung der Betriebskraft bleibt und daher meist auch nicht mit dem Abstellen derselben gleichzeitig zum Stillstand kommt. Sinkt der Strom beim Abstellen durch Vorschalten von Widerständen unter eine gewisse Grenze, so verliert der Elektromotor die Fähigkeit, die Maschine noch weiter durchzuziehen, und der Strom erhitzt, weil er nicht mehr durch mechanische Arbeitsleistung aufgezehrt wird, den stehenbleibenden Anker mit dem Verschwinden der elektromotorischen Gegenkraft unter Umständen bis zum Durchbrennen der Spulenisolirung. Ebenso vermag ein Treibriemen die Winde beim Umsteuern nur so lange weiter anzutreiben, wie er noch in einer bestimmten, von der Last abhängigen Breite auf der Arbeitscheibe liegt, und wird bei längerer Dauer dieser Grenzlage durch Zerren und Gleiten empfindlich geschädigt. Man ist also in beiden Fällen gezwungen, die Triebkraft möglichst schnell voll-

ständig abzustellen, ohne dieselbe vorher zum sanften und pünktlichen Anhalten, wie bei den hydraulischen Steuerungen, beliebig lange und beliebig weit drosseln zu können. Unter diesen Verhältnissen läuft die Winde nach dem Abstellen der Triebkraft unter dem Einfluss der zur Zeit vorhandenen Bewegungsenergie, wie schon oben angedeutet ist, weiter, bis die lebendige Kraft vollständig vernichtet ist.

Die Dauer der Auslaufperiode ist im allgemeinen von der Bewegungsenergie und von den Eigenwiderständen des Triebwerks, sowie von der wechselnden Belastung abhängig, ausserdem aber auch noch für jeden Fall verschieden, je nachdem der Aufzug während der Auffahrt oder beim Niederfahren abgestellt wird, weil in der einen Richtung die Last oder die Gegengewichte selbständig treibend, in der anderen hemmend wirken.

Die Unterschiede für das Anhalten des Aufzuges nach dem Abstellen der Triebkraft lassen sich nur durch möglichste Verkürzung der Auslaufdauer, d. h. durch kräftiges Bremsen in zulässigen Grenzen halten, aber auch dieses Hilfsmittel ist ein beschränktes, weil zu schroffe Geschwindigkeitsänderungen empfindliche und nachtheilige Stösse verursachen. Damit ist den Aufzügen mit Riemenbetrieb eine viel niedrigere Grenze für die zulässigen Fahrgeschwindigkeiten gezogen, als den hydraulischen, und die gleichen Schwierigkeiten lassen sich für elektrische Aufzüge nur überwinden, wenn man vor dem Anhalten die Umlaufzahl des Motors zunächst soweit erniedrigt, dass die Auslaufperiode noch mit der Stoppbremse hinreichend sanft und genau geregelt werden kann.\*) Diese Grenze liegt etwa bei 0,5 m bis höchstens 0,7 m sekundlicher Fahrgeschwindigkeit.

Bei den hydraulischen Aufzügen bildet die Steuerung gleichzeitig die Stoppbremse, und das Steuerorgan löst die ihm zufallende Doppelaufgabe von selbst in richtigem Zusammenwirken. Für die hier in Rede stehenden Aufzüge muss die getrennt von der Steuerung ausgeführte Bremse mit dieser zwangsläufig gekuppelt werden, damit beide mit einem einzigen Steuerzuge bedient werden können. Diese Aufgabe ist bisher für mechanische Bremsen fast allgemein in der Weise gelöst, dass man auf der Steuerwelle eine unrunde Hubscheibe von symmetrischer Form unter dem belasteten Spannhebel der Bremse anordnet, um mit Hilfe der Scheibe beim Ansteuern im einen oder im anderen Drehsinn gleichzeitig oder nahezu gleichzeitig mit dem Anlassen der Maschine die Bremse zu lüften und sie beim Abstellen der Triebkraft sofort wieder einfallen zu lassen. Hierbei steht für die verschiedenen oben angeführten Fälle in ein und derselben Anlage nur eine ganz bestimmte Bremskraft zur Verfügung, die der unmittelbaren Regulierung von Hand entzogen ist und von der Steuerung nur ausgelöst oder wieder aufgehoben wird.\*\*\*) Um so wichtiger wird für den Betrieb die genaue Justirung für die mittleren Arbeitsverhältnisse der Anlage, und hierauf hat die Form der Hubscheibe einen hervorragenden Einfluss. Begnügt man sich mit einer einfachen Hubscheibe, so fällt dem Monteur nicht selten die Aufgabe zu, diese an Ort und Stelle durch Nacharbeiten den vorhandenen Verhältnissen anzupassen, und nicht wenige Betriebsstörungen sind auf mehr oder minder mangelhafte Ausführung dieser schwierigen Justirung zurückzuführen.\*\*\*) Unter diesen Verhältnissen verdient die Ausführungsweise der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft,

\*) Vergl. die Anlasser für Aufzüge, Bd. II, S. 318 u. f.

\*\*\*) Dies ist auch der Fall, wenn man elektromagnetische Lüftbremsen anwendet, für die sich der Steuerapparat nur durch den Fortfall der mechanischen Lüftvorrichtung vereinfacht, weil der Betriebsstromschalter gleichzeitig den Bremsmagneten bedient.

\*\*\*\*) Besonders störend wirken mangelhafte Bremssteuerungen auf Aufzüge mit mechanischer Stockwerkeinstellung, wo neben dem ungenauen Anhalten auch nicht selten die Gefahr des Selbstumsteuerns durch unzureichende Bremswirkung begünstigt wird.

Fig. 207 und 208, mit zwei getrennt nebeneinander aufgesetzten Scheiben  $S_1$  und  $S_2$ , die sich durch Stellschrauben in verschiedener Drehlage auf der Steuerwelle befestigen und nachher noch durch Klemmschrauben untereinander verbinden lassen, besondere Beachtung, weil hierdurch eine sehr bequeme, jederzeit nach Bedürfniss zu ändernde Justirung mit veränderlicher Hubscheibenform, ohne jede Nachbearbeitung geboten wird. Ausserdem ist auch die Druckrolle  $R$  durch die Schlitzlöcher für die Befestigung ihres Rahmens am Bremshebel auf verschiedene Höhe einstellbar. Der

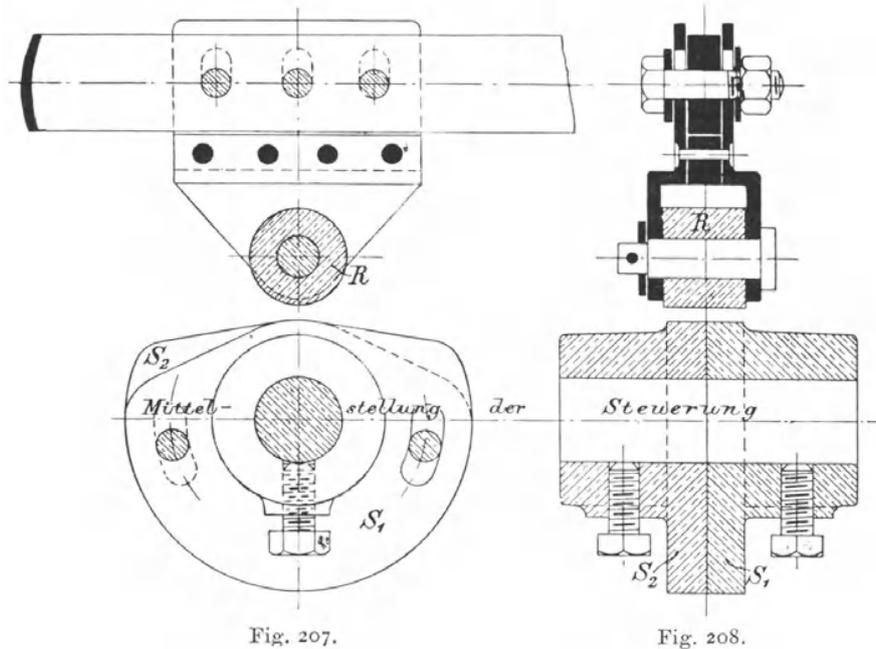


Fig. 207.

Fig. 208.

Grundgedanke gestattet im übrigen mannigfach abgeänderte Ausführungsformen. So kann man auch mit einer Hubscheibe, unter Verzicht auf die entbehrliche Druckrolle, dasselbe durch verschiebbare Keilstücke am Bremshebel erreichen, die je nach ihrer Lage den Zeitpunkt des Angriffs der darunter liegenden Hubscheibe verändern und sich ebenfalls leicht mit einfachen Klemmschrauben, wie der Rollenbock in Fig 207, befestigen lassen.

#### ζ. Regulirbarkeit der Bremswirkung.

Alle Reibungsbremsen mit starrem Spannwerk leiden an dem Übelstande, dass sich ihre Wirkung schwer abstufen und genau regeln lässt, wenn der Arbeiter nicht unmittelbar an der Bremse steht und gleichzeitig die Last dauernd vor Augen hat, weil der Anpressungsdruck des Bremszeuges, bei verhältnissmässig sehr kleinen Bewegungen des Spannwerkes, von voller Grösse auf null sinkt oder umgekehrt steigt. Vorzüglich bei langen Steuerzügen ist die Feinfühligkeit des Einstellens durch Nebenwiderstände beeinträchtigt, und bei Bremsen mit Auslösung belasteter Spannhelbel tritt die Wirkung ganz plötzlich auf. Am schroffsten ist der Wechsel bei einfachen, cylindrischen, eisernen Bremsbacken, die freilich im Windenbetrieb auch kaum verwendet werden. Keilklötze liefern dagegen durch ihren eigenen Reibungswiderstand beim Einpressen dem Spannhelbelwerk wenigstens einen gewissen Arbeitsweg und bremsen daher sanfter. Ebenso empfiehlt sich die Benutzung von Holzklötzen oder von Lederbelag für

eiserne Backen, nicht nur wegen des grösseren Reibungskoeffizienten, sondern vor allem mit Rücksicht auf die Elasticität, die ein allmählicheres Steigern des Bremsdruckes gestattet. Die Steifigkeit nicht zu schwach konstruierter Bandbremsen gewährt den Vortheil, dass sich die Bänder erst allmählich unter zunehmendem Spanndruck dem Scheibenumfang ganz anschmiegen und damit ihre volle Wirkung äussern. Ganz besonders ist dies der Fall bei spiralförmig gewundenen Bremsbändern mit mehrfacher Umfangsumschlingung und bei den Gliederbremsen mit Holzfutter. Der Vortheil der elastischen Wirkung der einfachen Bandbremsen geht bei den Differentialbremsen um so mehr verloren, je mehr die eigene Reibung zum Anziehen der Bremse ausgenutzt wird, weil hierbei, wie schon hervorgehoben, schroffe Kraftwirkungen auftreten, die mit der starken Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten ebenso starken Schwankungen ausgesetzt sind. Die Bremse von Clarke, Fig. 200, S. 240, und die im 2. Bande, Fig. 224, S. 272 beschriebene Bremse von Hoppe liefern beachtenswerthe Beispiele für das Bestreben, die Regulirbarkeit der Bremskraft durch Einschalten besonderer Federwerke zu steigern.

Besonders störend treten häufig schroffe Bremswirkungen in elektrisch betriebenen Winden auf, bei denen sich durch die übliche Bauweise zu der mangelhaften Elasticität des Spannzeuges noch die stossartige Wirkung der lebendigen Kraft eines fallenden Gewichtshebels gesellt, der durch Drehen einer unrunder Scheibe, Fig. 207, oder sonst wie, ausgelöst wird, um die Bremse gleichzeitig mit dem Abstellen des Betriebstromes für den Motor zu schliessen. Hier empfiehlt es sich, den fallenden Hebel wenigstens durch eine mit Gewinde einstellbare Stütze gerade in der statischen Ruhelage für die volle regelrechte Belastung der Bremsscheibe abzufangen, um die lebendige Kraft des fallenden Gewichtes, die sonst durch ihr Arbeitsvermögen das Bremszeug vorübergehend übermässig anpresst, durch die starre Stütze zu vernichten. Statt dessen findet man auch vielfach Luftpuffer zum Abschwächen der Fallgeschwindigkeit — Vergl. Taf. 20, Fig. 2, und Textfig. 158, S. 198, Band 2. Die Verwendung von Federn, statt fallender Gewichte, Fig. 194, S. 236, beschränkt den Massenstoss. Der meist plötzlich anwachsenden Anziehungskraft magnetischer Bremsen begegnet Natalis durch ein passend angeordnetes Gegenhebelwerk, Fig. 161, Band 2, S. 200.

#### **Handhilfssteuerung der Benrather Maschinenfabrik für magnetische Lüftbremsen zum Regeln der Bremswirkung.**

Die Beschränkung der elektromagnetischen Lüftbremsen auf die beiden Grenzlagen: volles Schliessen der Bremse durch den belasteten Spannhebel oder vollständiges Lüften durch Erregung des Elektromagneten berücksichtigt in der gewöhnlichen Anordnung die wichtige sonstige Aufgabe der Bremsen, die Lastsenkgeschwindigkeit beliebig zu regeln, nicht. Diesen Mangel hat die Benrather Maschinenfabrik durch Einbau eines Doppelhebelwerkes für Hand- und elektromagnetische Steuerung, Fig. 209 u. 210, S. 248, beseitigt, das zuerst für Hamburger Portalkrahne 1897 ausgeführt ist. \*)

Der Handhebel bethätigt durch eine Zugstange und den Winkelhebel  $K$  das Bremsband unmittelbar und ist ausserdem kraftschlüssig mit dem lose auf der Drehachse von  $K$  angeordneten und vom Elektromagneten gesteuerten Gewichtshebel  $G$  verbunden. Lüftet der Elektromagnet den Spannhebel, so lüftet der Gewichtshebel  $J$  am Handhebel auch die Bremse selbstthätig und gewährt dem Motor freien Antrieb der Winde zum Heben der

\*) Siehe den Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1892, Z. d. V. d. I. 1892, S. 910. u. f.

Last, gestattet aber auch umgekehrt dem Krahnführer, bei erregtem Hubmagneten die Bremse mit dem Handhebel gespannt zu halten und Lasten mit der Feinfühligkeit der direkten Handsteuerung mit beliebiger Geschwindigkeit zu senken. Lässt der Magnet den Spannhebel *G* fallen, so drückt die Stellschraube *S* auf den Schwanz des Winkelhebels *K* und schliesst die Bremse; aber auch hier hat es der Führer in der Hand, diese Wirkung nach Ermessen abzuschwächen oder zu verstärken.

Die Möglichkeit, den Handhebel selbst im Beginn einer Hubperiode, nachdem der Magnet bereits den Spannhebel gelüftet hat, zurückzuhalten, bietet ein willkommenes Mittel, den Rücklauf zum Heben angesteuerter

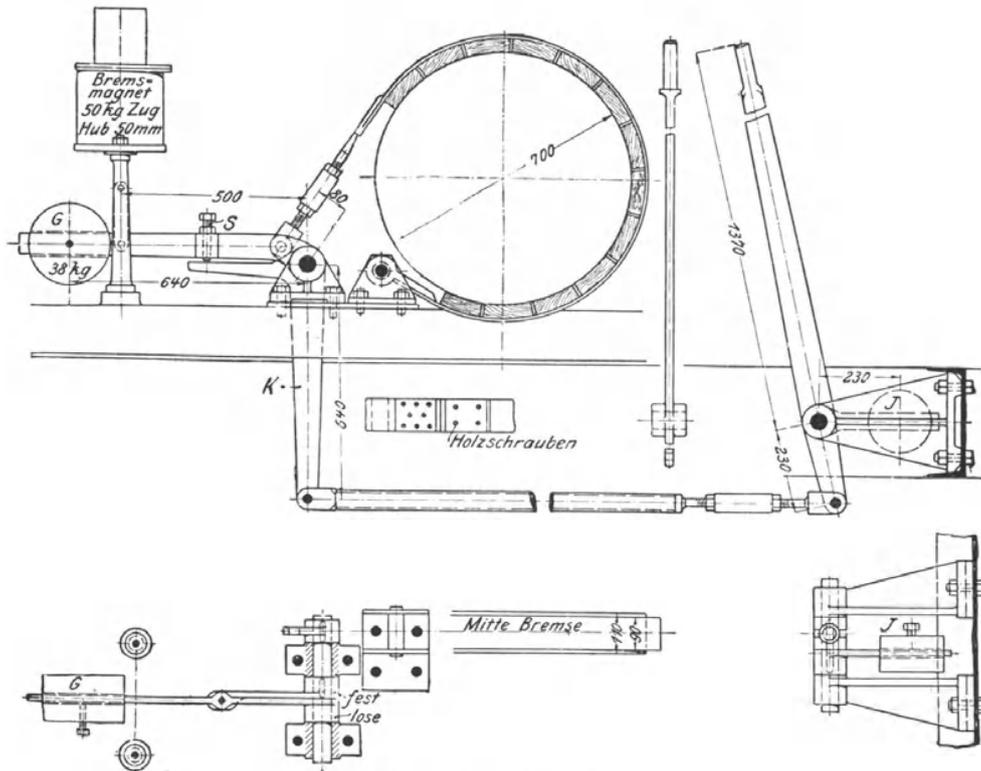


Fig. 209 und 210. 1 : 20.

Motoren zu hindern, der sonst von frei schwebenden Lasten in den ersten Sekunden bis zur ausreichenden Erregung des Motors bei elektrischem Betrieb angestrebt wird und die Steuerung nachtheilig beeinflusst. Der richtige Anlauf macht sich hierbei am Handhebel fühlbar und kennzeichnet den Augenblick, in welchem der Hebel frei zu geben ist.

Die Anwendung der Konstruktion beschränkt sich zunächst auf die Fälle, wo der Steuerhebel in feste Verbindung mit der Bremse gebracht werden kann, also Winde und Führerstand unveränderlichen Abstand haben.

### b. Sperrradbremsen.\*)

Bei allen bisher besprochenen Anordnungen wurde vorausgesetzt, dass die Bremse im ruhenden Zustande ungespannt sei und erst zum Regeln

\*) Die erste Abhandlung hierüber lieferte der Verfasser i. d. Z. d. V. d. Ing. 1882, S. 504.

der Senkgeschwindigkeit angepresst werde. Man kann aber auch die Bremse im ruhenden Zustande durch Gewichts- oder Schraubendruck spannen, um die grösste Last frei schwebend zu halten, und den Rücklauf des Triebwerks erst durch Lüften der Bremse freigeben und regeln. Dies setzt voraus, dass die festgespannte Bremsscheibe den Umlauf des Triebwerkes beim Lastheben nicht hindert, also aus der Antriebbewegung des Windenwerks ausgeschaltet wird und nur den Rücklauf bis zum Lüften sperrt.

Beiden Anforderungen wird in einfachster Weise genügt, falls man die Bremsscheibe lose auf eine Welle des Triebwerks setzt und für den Rücklauf durch ein einseitig wirkendes Gesperre kuppelt. Hierzu muss entweder das Sperrrad fest mit dem Triebwerk verbunden werden und der Sperrkegeldrehzapfen in der losen Bremsscheibe sitzen oder umgekehrt das Sperrrad mit der losen Bremsscheibe vereinigt werden und der Sperrkegel ständig mit dem Triebwerk umlaufen. Das Sperrwerk wirkt, so lange die Bremse gespannt ist, wie die sonst üblichen einfachen Sperrwerke der Winden, hält also die aufgewundene Last frei schwebend, es dient aber gleichzeitig bei gelüfteter Bremse als Mitnehmer für die Bremsscheibe und als Kupplung zwischen dieser und dem Triebwerk.

Ohne Vermehrung der einzelnen Maschinentheile erzielt man durch eine derartige Konstruktion, die wir mit Rücksicht auf die Kupplung von Sperr- und Bremswerk, wie schon früher bemerkt, als „Sperrradbremse“ bezeichnen, wesentliche Vortheile, im Vergleich zu den älteren getrennten Sperr- und Bremswerken.

Bei der getrennten Anordnung muss der Arbeiter zum Senken der Last die Kurbel so lange festhalten und etwas zurückdrücken, bis der Sperrkegel ausgehoben und die Bremse angezogen ist. Wenn nur ein Arbeiter vorhanden ist, braucht er gleichzeitig beide Hände zu verschiedenen Griffen, und entgleitet ihm die Kurbel zu frühzeitig, so stürzt die Last.

Die Sperrradbremse beschränkt die Thätigkeit des Arbeiters ohne jede Zwischenhantrung auf das Drehen der Kurbel zum Lastaufwinden und die Bedienung des Bremshebels zum Lastsenken. Die Kurbel kann jederzeit losgelassen werden, ohne dass die angehobene Last zurücksinkt.

Bei der getrennten Anordnung mit frei beweglicher Sperrklinke liegt ferner die bereits früher besprochene Gefahr vor, dass durch zufälliges Einfallen oder unbesonnenes Einwerfen der Klinke während des vollen Rücklaufs Räder- und Kettenbrüche erfolgen. Mit der Sperrradbremse kann, infolge des ständigen Eingriffs des Sperrkegels, der Lastniedergang nur plötzlich gehemmt werden, wenn der Arbeiter den gelüfteten Bremshebel frei fallen lässt und dadurch das Sperrwerk festbremst. Aber selbst in diesem Fall werden heftigere Stösse durch die Konstruktion ferngehalten, weil die Bremse dem Überschuss der Bewegungsenergie der sinkenden Last nachgiebt und den Stoss abfängt.

Um den Stoss sicher abzuschwächen, darf die Bremse nicht zu kräftig wirkend konstruiert werden; für die Berechnung des Hebelspanngewichts ist daher nur die ruhende Grenzlast als zu vernichtende Antriebskraft zu Grunde zu legen. Das Spanngewicht selbst wird ferner zweckentsprechend verschiebbar angeordnet und an der ausgeführten Bremse nach Bedürfniss genau eingestellt.

Die Differentialbremse gewährt für die in Rede stehende Konstruktion zwar den Vortheil, dass die Gewichtsbelastung des Spannhebels beliebig herabgemindert werden kann, aber gerade hier sollte unter keinen Umständen ihre Wirkung bis zur vollkommenen Selbstthätigkeit gesteigert werden, weil sie sonst die Eigenschaften eines vollkommenen Klemmgesperres annimmt und den Lastniedergang nicht allmählich, sondern plötzlich durch einen starren Widerstand vernichtet.

Schon Rudler hat eine Lüftbremse als Senkbremse in der Pariser Tabaks-Manufaktur benutzt,\*) und später hat Rolland den Gedanken für einen doppelt wirkenden Aufzug der Strassburger Tabaks-Manufaktur verwertet.\*\*) In England sind ähnliche Lüftsenskbremsen in grösseren Magazinen längst in Gebrauch, in Deutschland haben sie sich verhältnissmässig spät Eingang verschafft. Die vorstehend besprochene Benutzung der Lüftbremsen zur Konstruktion von Sperrradbremsen ist bereits in den 1868 als Manuskript gedruckten Vorträgen von Reuleaux über Maschinenbaukunde angegeben, aber erst die Ausführungen von E. Becker in Berlin lenkten 1878 die allgemeine Aufmerksamkeit auf diese wichtige Verbesserung.

### Sperrradbremse von E. Becker.

E. Becker bezeichnet seine Sperrradbremse, Fig. 211, als „Festbremse“. Bremscheibe und Sperrrad sind unmittelbar nebeneinander angebracht, das

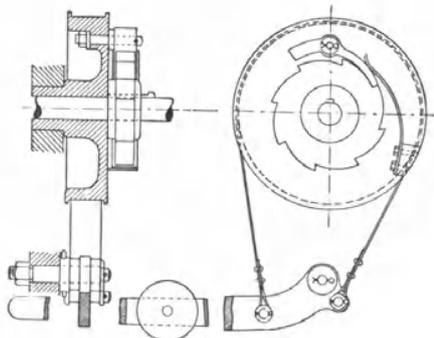


Fig. 211. 1:10.

Rad fest auf der Welle, die Bremscheibe lose. Der Drehzapfen der Sperrklinke ist seitlich in die Bremscheibe eingesetzt, und die Klinke wird durch eine Feder in ständigem Eingriff mit dem Sperrrade gehalten. Die Bremse ist eine Differentialbremse mit belastetem Spannhebel. Beim Aufwinden der Last dreht sich die Welle ungehindert in der Nabe der stillstehenden Scheibe, während das Sperrrad frei unter dem Sperrkegel durchläuft. Der Rücktrieb der freischwebenden Last kuppelt das Sperrrad durch die Klinke mit der fest-

gebremsten Scheibe, und der angestrebte Rücklauf wird sofort im Entstehen vernichtet. Die Last kann erst sinken, wenn der Bremshebel gelüftet wird, sie bleibt gebremst wieder stehen, sobald man den Handhebel in seine Ruhelage zurücksinken lässt.

Die Sperrklinke ist über den Drehpunkt verlängert, um durch vollkommenen Gewichtsausgleich der Gefahr des Ausklinkens durch die sonst einseitig auftretende Schleuderkraft beim schnellen Umlauf der Scheibe vorzubeugen. Damit ferner der einseitige Druck des Spannhebels und der unvollständigen Bremsbandumspannung von der Welle ferngehalten wird, lagert man die Bremscheibe zweckmässig durch eine zapfenförmige Nabenverlängerung im Maschinengestell selbst oder auf einem Hohlzapfenanguss und benutzt die Kernbohrung als Lager für die frei durchgehende Welle. Statt des Bremsbandes wendet Becker auch häufig eiserne Bremsklötze mit Keilflächen und entsprechend keilförmig abgedrehten Bremscheiben an, und erhöht die Sicherheit der Sperrkupplung durch doppelte Sperrklinken. (Vergl. Fig. 7, Taf. 6.) Andere, wie z. B. Bechem & Kectman, Fig. 2, Taf. 7, bauen sogar drei Klinken ein, und setzen diese dann so gegeneinander, dass sie den freien Drehwinkel des Sperrrades auf ein Drittel der Theilung beschränken.

Da die Betriebsicherheit der Winde in erster Linie vom zuverlässigen Eingriff der Sperrklinke abhängt, sind mindestens doppelte Klinken mit gegeneinander versetztem Eingriff unentbehrlich. Aus demselben Grunde ist die Bruchsicherheit der Klinkenfedern rechnerisch und durch Versuch

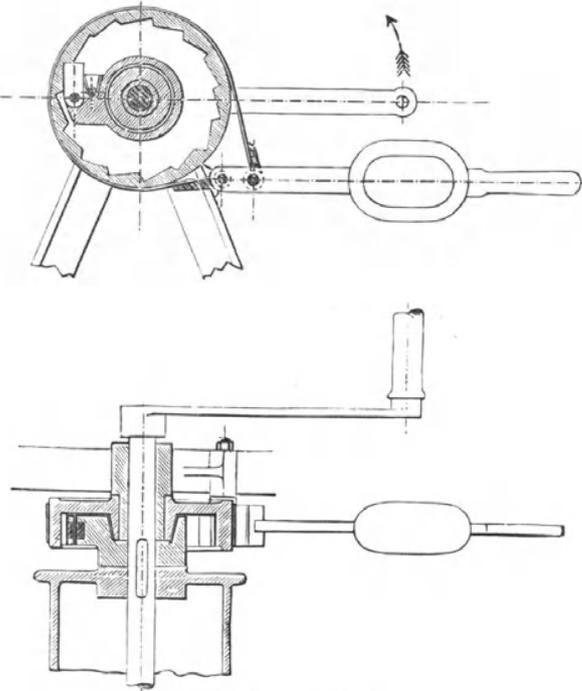
\*) Armengaud, Publication Industrielle VIII, S. 16.

\*\*\*) Armengaud, Publication Industrielle XII, S. 94.

festzustellen. Die Biegungsanstrengung hängt von der Federlänge und der Sperrzahnhöhe ab und sollte 5000 bis 6000 kg/qcm bei bestem Federstahl nicht überschreiten. Hiernach sind die Federn lang und die Sperrzähne niedrig anzunehmen.

#### Klinkenbremse von Henkel.

Die Klinkenbremse von Henkel, D.R.P. 9761, Fig. 212, liefert ein Beispiel für die bereits oben angedeutete Vereinigung der losen Bremsscheibe mit dem Sperrrade und der festen Verbindung des Sperrklinkenträgers mit der Welle. Die Bremsscheibe ist zu dem Zweck innen verzahnt, und der auf die Welle aufgekeilte Sperrklinkenträger ragt in die Scheibe hinein. Die Klinke ruht in einem Gabelausschnitt ihres guss-eisernen Trägers, um einen kleinen Zapfen drehbar, und wird durch eine Feder in die Sperrzähne der Bremsscheibe eingepresst. Bei den Ausführungen ist zu beachten, dass die Klinkenbohrung dem Drehzapfen genügenden Spielraum lässt, um ihn nicht durch den Sperrzahndruck zu belasten, der durch die Abstützung der Klinke in dem Mitnehmerarm aufgenommen werden muss.



Die Lüftbremse ist eine einfache, einarmige Bandbremse. Die Bremsscheibe läuft lose auf einer zapfenförmigen Verlängerung des Lagerauges der Bremswelle.

Mit der inneren Verzahnung ist der Vortheil verbunden, dass sich die Klinken auch ohne Gewichtsarme durch ihre Centrifugalkraft selbstthätig in das Sperrrad einzulegen suchen und somit die Betriebsicherheit erhöhen.

#### Geräuschlose Sperrbremsen.

Bei lebhaftem Betrieb macht sich das ständige Klappern der Klinken der vorstehend besprochenen Bremsen in sonst ruhiger Umgebung störend bemerkbar. Dieser Missstand ist durch die sogenannten geräuschlosen Sicherheitsbremsen beseitigt, die in der Hauptanordnung meist einer der beiden erörterten Grundkonstruktionen entsprechen und nur noch, wie die einfachen gesteuerten Sperrklinken, S. 228, in einer der nachstehend beschriebenen Ausführungsarten mit einem besonderen Reibzeug zum selbstthätigen Ein- und Ausschalten der Klinken versehen werden.

#### Sicherheits-Sperrbremse der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, vormals Bechem & Keetman. D.R.P. 49895.

Bei der geräuschlosen Sicherheitsbremse der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Fig. 2, Taf. 7, umschliesst die zweitheilige Bremsscheibe

lose das mit der Welle festverbundene Sperrrad. Die im inneren Scheibenumfange aufgehängten Kupplungsperrklinken tragen an kurzen Winkelarmen Schleiffedern, die sich mit ihren belederten Füßen gegen die äusseren glatten Umfangsränder des Sperrrades anpressen und seiner Drehung zu folgen suchen. Die Reibung der Schleiffedern rückt die Klinken beim Lastaufwinden aus, vermittelt aber auch sofort wieder den Eingriff, sobald die Kurbel losgelassen wird, und sich die Welle durch die schwebende Last rückwärts zu drehen beginnt. Das selbstthätige Einkuppeln der Sperrbremse verhindert den weiteren Rücklauf bis zum Lüften des Bremszaumes. Die drei Klinken sind bei 25 Sperrzähnen um  $120^{\circ}$  gegeneinander versetzt, so dass sie den freien Drehwinkel der Scheibe beim Einrücken des Sperrwerkes auf ein Drittel der Theilung beschränken.

In der vorliegenden Ausführung wird die Bremsscheibe durch einen Zaum mit Holzfutter vermittelst einer Schraubenspannvorrichtung festgehalten. Für leichtere Bremsen genügen einfache, belastete Spannhebel. Findet die Bremsscheibe unmittelbar neben einem grossen Stirnrad Platz, so erhält die lose Scheibe innere Sperrverzahnung, und das Stirnrad wird gleichzeitig als Klinkenträger ausgenutzt. Dabei gleiten die Schleiffedern, welche die nach aussen gerichteten Winkelarme der Sperrklinken bethätigen, auf dem benachbarten Bremsscheibenumfang neben dem Bremsbande. Die nachstehenden Angaben für verschiedene Ausführungsgrössen beziehen sich auf die gezeichnete Spannvorrichtung des Bremsbandes mit Schraubenspindel. Durch belastete Hebel kann die Bremskraft nur bis zur Hälfte der angegebenen Umfangskraft gesteigert werden.

Nummer der Bremsscheibe	1	2	3	4	5	6
Durchmesser in mm	350	500	700	850	1000	1200
Gewicht der Bremsscheibe in kg	60	100	200	350	500	780
Grösste Umfangskraft in kg	400	750	1500	2000	3000	4000
Breite des Bremsbandes in mm	35	50	65	75	80	85
Grösste zulässige Bohrung des Sperrrades in mm	50	60	70	90	110	130
Nabenlänge des Sperrrades in mm	80	100	130	150	170	190

#### Geräuschlose Klinkenbremse von Gebr. Weismüller in Bockenheim-Frankfurt a. M.

Die Weismüller'sche Bremse, Fig. 3, Taf. 7, gleicht in der Hauptsache der Henkel'schen. Zum Aus- und Einrücken der Sperrklinke *B* ist zwischen dem Klinkenträger *A* und der Bremsscheibe *E* ein loser Schleifring *C* eingelegt, dessen seitliche Anpressung gegen die Scheibe durch eine Schraubensfeder *D* aus Stahldraht vermittelt wird. Beim Aufwinden wird der Schleifring durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und hebt mittelst der Zugstange *F* die Klinke aus, während sich der fest mit der Welle verbundene Klinkenträger vorwärts dreht. Die umgekehrte Drehrichtung stellt durch die alsdann stützend wirkende Kuppelstange den Eingriff der Sperrzähne wieder her. Briegleb, Hansen & Co. bauen ihre Bremsen ebenso.

#### Kegelsperrbremse von Gebr. Weismüller.

Bourgougnon hat zuerst statt der Sperrklinkenkupplung zwischen dem Windtriebwerk und der Lüftbremse eine selbstthätig ein- und ausrückbare Kegelsperrbremse eingeschaltet. Fig. 4, Taf. 7, stellt eine ähnliche Ausführung von Weismüller dar.

In der lose auf die Triebwelle *A* aufgesetzten Bremsscheibe *F* mit kegelförmig ausgedrehtem Innenkranze ist der Kuppelkegel *E* verschiebbar untergebracht und durch die Mitnehmerzapfen *C* der fest auf die Welle aufgekeilten Hülse *B* mit der Welle selbst auf Drehung gekuppelt. Die Zapfen

greifen in schraubenförmige Schlitze der Kegelnabe ein und ziehen den Kupplungskegel *E* beim Aufwinden aus der Bremsscheibe zurück, während der Wellenrücklauf die Kegelkupplung durch den Zapfeneingriff schliesst und das ganze Triebwerk durch die Lüftbremse abstützt. Auch dieser Mechanismus wirkt vollkommen geräuschlos und erhöht ausserdem durch den doppelten Reibungschluss die sanfte Unterbrechung des Lastniederanges bis zum Festbremsen. Beim Ein- und Auskuppeln heben sich die in achsialer Richtung wirkenden Kräfte durch die gegenseitige Abstützung der Theile in der Welle selbst auf.

### **Geräuschlose Sperrbremse mit Klemmklinke von Rudolf Dinglinger in Cöthen.**

Die Konstruktion einer geräuschlosen Sperrbremse von Dinglinger in Cöthen, Taf. 7, Fig. 5 und 6, bietet eine neue, andere Lösung der Aufgabe durch Kuppeln der Sperrklinke mit dem Bremshebel, wobei die mittlere keilförmige Nuth der Bremsscheibe als Sperrrad dient, und die Sperrklinke als Klemmklinke ausgeführt wird.

Die Bremse ist eine Hebelbandbremse mit Holzfutter, dessen Verschleiss durch eine Nachstellvorrichtung für das eine Bandende ausgeglichen werden kann. Das Gegengewicht *A* hält die Bremse selbstthätig gelüftet, während ein Anschlag oberhalb des Bremshebels das Mass der Lüftweite begrenzt, und schliesslich eine kleine Stützschraube unterhalb des Bremsbandes, Taf. 7, Fig. 6, dafür sorgt, dass der steife Bremszaum sich nicht durch sein Eigengewicht oben auf die Scheibe niedersenkt. Beim Lastaufwinden läuft die Scheibe rechts um; der Reibungsperrkegel wird hierbei leicht aus der Scheibennuth zurückgedrängt, ohne den Umlauf zu hindern. Sobald aber der Antrieb aufhört, und sich das Triebwerk unter dem Einfluss der schwebenden Last rückwärts zu drehen sucht, wird die Klinke durch ihre Reibung in der Scheibennuth in die Klemmlage gedrängt und verhindert jederzeit selbstthätig den angestrebten Rücklauf. Um die Last zu senken, ist die Bremse in Thätigkeit zu setzen, d. h. der Bremshebel niederzudrücken. Hierdurch wird gleichzeitig der Sperrkegel mittelst der Kuppelschiene nach oben gedrängt und ausgelöst. Die Auslösung vollzieht sich daher, indem der Kegel im ersten Augenblick der Hebelbewegung als Schubkegel wirkt und die Bremsscheibe sammt dem übrigen Triebwerk um einen kleinen Winkelbetrag zurückdreht. Sobald man den Bremshebel weiter niederdrückt, gelangt das Triebwerk bei ausgelöster Klinke unter die Gewalt des nunmehr festgezogenen Bremszaumes. Der längliche Schlitz in der Kuppelschiene gestattet einmal dem Sperrkegel das nöthige Spiel, ermöglicht aber auch gleichzeitig die Benutzung der Bremse zum schnellen Abstellen und Anhalten der Winde beim Aufwärtsfördern, ohne den Sperrkegel vorzeitig in Thätigkeit zu setzen. Dies ist vor allem für Aufzüge mit Riemenbetrieb wesentlich, um mit Sicherheit den Fahrstuhl genau auf bestimmte Stockwerkhöhen einstellen zu können, da die Bewegungsenergie schnelllaufender Triebwerke sonst leicht die beabsichtigte Förderhöhe nach erfolgter Ausrückung des Antriebs überschreitet oder bei frühzeitigem Ausrücken die gewünschte Förderhöhe nicht mehr ganz erreicht wird.

### **c. Sicherheitskurbeln.\*)**

Gefahren und Unglücksfälle, die mit dem Rücklauf der Kurbel beim Senken der Last verbunden sind, sei es, dass Arbeiter aus Unachtsamkeit

\*) Siehe die erste Abhandlung des Verfassers über „Neuere Bremsen“. Z. d. Ver. deutscher Ingenieure 1882, S. 508 u. 564.

in den Bereich der frei umkreisenden Kurbel treten, oder dass durch fahrlässig schnelles Senken, wie S. 113 erörtert, der Kurbelgriff plötzlich durch die Schleuderkraft umgebogen wird und dadurch die Umstehenden verletzt, haben mannigfache Schutzkonstruktionen hervorgerufen.

Meist schaltet man zu diesem Zweck in das Triebwerk Reibungskupplungen ein, die beim Lastaufwinden geschlossen werden, um den Antrieb fortzupflanzen, beim Senken dagegen durch Lüften einen Theil des Triebwerks, mindestens aber die Kurbel ausschalten und dann nur noch als Bremse wirken.

Diese Schutzkonstruktionen werden im allgemeinen als Sicherheitskurbeln bezeichnet, auch wenn sie nicht unmittelbar an der Kurbel angebracht sind, sondern nur mittelbar deren Stillstand beim Lastsenken bedingen.

Abgesehen von der Verschiedenheit der benutzten Kupplungsart und ihrer Spannwerke, findet man vorzugsweise zwei im Grundentwurf voneinander abweichende Ausführungen, nämlich:

1. Kurbel und Kupplung vollständig getrennt und letztere mit einem selbständigen Spannwerk zum Lüften und Schliessen ausgerüstet oder
2. die Kurbel gleichzeitig als Einrückhebel für die Kupplung zum Lastaufwinden und als Bremshebel zum Lastsenken benutzt.

#### **Bremskupplung für Sicherheitskurbeln von Kölle.**

D.R.P. 11 275.

Die erste Ausführungsart tritt in der Konstruktion von Kölle, Fig. 10, Taf. 6, klar hervor. Die Trommel sitzt lose auf der Welle und bildet mit der linken geriffelten Stirnfläche die eine Hälfte einer Kupplung, für deren Gegenhälfte die Nabe des benachbarten Stirnrades verwendet ist. Zum Schliessen und Lüften der Kupplung dient das mit Muttergewinde in der Nabe ausgerüstete Handrad, welches beim Andrehen die lose Zapfenhülse durch das benachbarte Lager gegen die Trommel anpresst. Druck und Gegendruck heben sich in der Welle auf.

Während des Lastsenkens wird der Stillstand des Räderwerks mit der Kurbelwelle durch die dauernd im Eingriff bleibende Sperrklinke gesichert. Die Konstruktion ist nur für leichte Winden verwendbar, weil die Kupplungskraft ziemlich klein ausfällt.

#### **Bremskupplung für Sicherheitskurbeln von Gauhe, Gockel & Co., Maschinenfabrik Rhein & Lahn in Oberlahnstein.**

D.R.P. 57 268. \*)

Die Maschinenfabrik Rhein & Lahn hat den Kölle'schen Entwurf in abgeänderter Form verwerthet. Sie ordnet das Stirnrad *b*, Fig. 7, Taf. 7, lose auf der Nabe einer fest mit der Trommelwelle verbundenen Kupplungscheibe *a* an und vereinigt oder löst beide Theile mittelst des Handrades *h*, auf dessen aussen mit Gewinde versehener Nabenhülse sich die Druckmutter *k* bewegt und drei Spannhebel *e* in Thätigkeit setzt. Diese Spannhebel sind radial eingebaut und hängen mit ausreichendem Bohrungsspielraum für ihre kleinen Drehwinkel an den Bolzen *f* im Umfange des Trommelstirnrades *b*, die mit kleinen cylindrisch ausgehöhlten Pfannenwiderlagern den Hebeldruck aufnehmen. Die Spannhebel werden durch das Handrad gegen den äusseren Rand der durch drei Bolzen *d* undrehbar mit dem Stirnrade verbundenen Ringscheibe *c* niedergeschraubt und pressen

\*) Z. d. V. deutscher Ingenieure 1891, S. 1151.

die Scheibe von vorn gegen den Schleifrand der Kupplungscheibe, während gleichzeitig das lose Stirnrad von hinten durch den Widerlagdruck der Hebelenden in den Stützschrauben  $f$  gegen die Rückseite der Kupplungscheibe gedrängt wird. Die starke Hebelübersetzung liefert, in Verbindung mit dem doppelseitigen Druck, einen sehr kräftigen Kupplungschluss zwischen der Trommelwelle und dem Triebrade für grosse Lasten. Eine ständig in die Trommelvorgelegewelle eingreifende Sperrklinke hält, wie bei der Konstruktion von Kölle, die schwebende Last fest, so lange die Kupplung geschlossen bleibt, hindert aber das Zahnradwerk und die Kurbelwelle auch bei gelüfteter Kupplung am Rücklauf und lässt nur die Trommelwelle zum Lastsenken frei, deren Rücktrieb durch die Bremskraft der Kupplung beliebig geregelt werden kann, während die innere Scheibe  $c$  zwischen dem Schleifkranz des ruhenden Stirnrades  $b$  und der Stirnscheibe  $c$  durchgleitet.

Die Konstruktion lässt weitere, mannigfach verschiedene Ausführungsformen zu und ist dadurch besonders beachtenswerth, dass sie auch für Winden mit auswechselbaren Vorgelegen und verschiebbarer Kurbelwelle die Aufgabe löst, die Kurbelwelle am Rücklauf während des Lastsenkens zu hindern und zwangsweise auszuschalten.

#### Sicherung der Kurbelwelle gegen Rücklauf beim Senken mit Bremse für Winden mit auswechselbarer Vorgelegezahl von Stuckenholz in Wetter a/Ruhr.\*)

Stuckenholz verwendet für Winden mit Handbetrieb und auswechselbarer Vorgelegezahl zum Stillsetzen der Kurbel beim Lastsenken eine unverschieblich gelagerte Kurbelwelle, Fig. 213, mit zwei losen Ritzeln  $a$  und  $b$ , von denen  $a$  z. B. mit dreifachem,  $b$  mit zweifachem Vorgelege für die

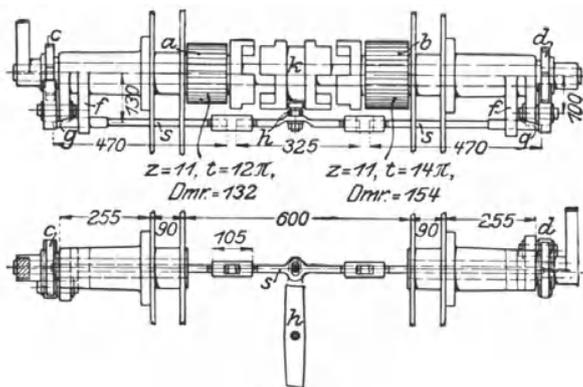


Fig. 213.

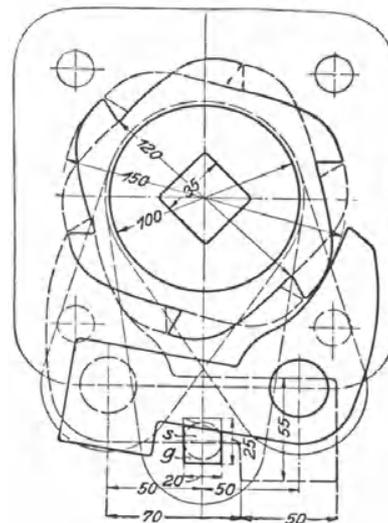


Fig. 214.

Trommelwelle in Eingriff steht, und kuppelt durch den Handhebel  $h$ ,  $a$  oder  $b$  nach Bedarf mit der Kurbelwelle durch die in Feder und Nuth verschiebbare, doppelseitige Klauenmuffe  $k$ .

Die gehobene Last wird durch eine Sperrradbremse auf der Vorgelegewelle der Trommel und ausserdem noch durch Zahngesperre der Kurbel-

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1851, Handkurbel-Laufkatze für 25000 kg.

welle freischwebend gehalten. Da aber der Drehsinn der Kurbel beim Arbeiten mit doppeltem und dreifachem Vorgelege zum Aufwinden der Last entgegengesetzt ist, sind auch zum Abstützen der Kurbelwelle gegen Rücklauf entgegengesetzte Sperrzahnräder *c* und *d* nothwendig, die Stuckenholz auf die Wellenenden unmittelbar hinter die Kurbeln setzt und nach Fig. 214, S. 255 ausführt. Das eine Gesperre ist in der Zeichnung voll ausgezogen, das andere gestrichelt angedeutet. Die Klinken sind mit Gegengewichtsarmen zum selbstthätigen Einlegen versehen; ihre Drehzapfen sitzen in Lappenangüssen der Lagerrosetten für die Kurbelwelle.

Gleichzeitig mit dem Einrücken des Ritzels *a* oder *b* zum Aufwinden der Last wird durch den Hebel *h* die unterhalb der Kurbelwelle verschiebbar gelagerte Riegelstange *s* mitgenommen, welche mit schiefen Keilzungen *g* an beiden Enden unter die Gegengewichtsarme der Klinken greift und für das eingekuppelte Ritzel die Klinke auslöst, welche den Drehsinn zum Aufwinden sperrt, die andere durch Zurückweichen der entgegengesetzten Keilzunge freigibt und zum Abstützen der gehobenen Last dienstbereit macht. Die Riegelstange wird beim Montiren durch Stellgewinde so justirt, dass in der Mittellage die Keilzungen beide Klinken auslösen, um freies Drehen der Kurbelwelle für passenden Eingriff der Klauenmuffe in das einzurückende Ritzel zu ermöglichen.

Zum Senken der Last muss der Hebel *h* in seine Mittellage zurückgeführt werden, um die Klinkensperrung des Rücklaufes aufzuheben. Dadurch wird gleichzeitig zwangweise die Erfüllung der Bedingung für den Stillstand der Kurbelwelle während des Senkens gesichert, denn nunmehr sind beide Ritzel ausgekuppelt und laufen beim Lüften der Sperrradbremse lose auf der Kurbelwelle um. Ihre entgegengesetzte Drehrichtung schützt die Welle auch gegen zufälliges Mitnehmen durch Reibung.

Zum Senken des leeren Hakens und leichter Lasten, die beim Lüften der Bremse nicht von selbst ablaufen, also niedergekurbelt werden müssen, ist, wie zum Heben, eines der beiden Ritzel einzukuppeln, die zugehörige Rücklaufsperrklinke aber durch einen von aussen zugänglichen, besonderen Handgriff auszulösen, sowie die Sperrradbremse zu lüften.

Fahrlässiges gleichzeitiges Ausschalten der Sperrklinke und der Sperrradbremse von unbefugter Hand verhindert Stuckenholz dadurch, dass er den Bremslüfthebel und die Hilfsauslösung der Kurbelwellenklinke auf entgegengesetzten Seiten der Winde so anordnet, dass ein Arbeiter nicht gleichzeitig beide Sicherungen ausschalten kann und zum Senken mit der Bremse allein, wie zum Niederkurbeln, stets ein besonderer Arbeiter ausschliesslich die Bremse bedienen muss.

Die Sicherheitskurbeln im engeren Sinne benutzen, wie bereits oben angedeutet, die Kurbel gleichzeitig als Spannhebel zum Schliessen der Triebwerkakupplung und als Bremshebel, wenn die Kupplung zum Lastsenken durch Lüften als Bremse in Thätigkeit treten soll. Hierbei ergibt sich von selbst, dass erstens die Kupplung unmittelbar durch die Kurbel zu bethätigen ist und mit ihr verbunden werden muss, und dass zweitens die zum Lastsenken durch eine Sperrklinke abzustützende Kupplungshälfte, welche die Konstruktion in eine Bremse verwandelt, mit Rücksicht auf die feste Lage der Sperrklinke im Windengestell sich nicht verschieben lässt. Damit entfällt auch die Möglichkeit, derartige Sicherheitskurbeln für Winden mit auswechselbaren Vorgelegen und verschiebbarer Kurbelwelle anzuwenden. Sie sind nur für festgelagerte Wellen ausführbar, bieten hier aber den Vortheil, dass sie gleichzeitig den Antrieb zum Lastheben, wie die Einleitung zum Lastsenken und das Anhalten vermitteln und damit die Bedienung der

ganzen Winde wesentlich vereinfachen. Das ist auch für hochliegende Winden mit Haspelbetrieb sehr werthvoll.

Den ersten Anstoss zur weiteren Ausbildung der Sicherheitskurbeln, die jetzt in zahlreichen Formen vorliegen, haben vor etwa 30 Jahren die ersten Konstruktionen von Weston und Mégy gegeben.

#### Sicherheitshaspel von Weston.

Weston benutzt als Kupplung zwischen Kurbel oder Haspelrad und Triebwerk eine Lamellenkupplung. Fig. 215 veranschaulicht die einfachste Ausführung für eine Winde ohne Vorgelege. Die Lamellenkupplung ist in die lose Lasttrommel eingebaut, die eine Hälfte ihrer Scheiben auf das Vierkant der Welle längsverschiebbar aufgepasst, die andere in der Trommel verschiebbar gelagert und an relativer Drehung gegen sie durch Eingriff von Knaggen gehindert.

Beim Antrieb zum Lastaufwinden schraubt sich das Haspelrad zunächst auf der Welle nach links und setzt die Trommel in Thätigkeit, sobald der Reibungschluss dem Lastmoment entspricht. Der Rücklauf der Last wird durch das Sperrrad *S* gehindert, welches gleichzeitig als fester Stützpunkt dient, wenn man zum Senken der Last das Haspelrad zurückzieht, um die Kupplung zum gebremsten Lastniedergang zu lüften.

Der achsiale Anpressungsdruck der Kupplung vernichtet sich durch den Gegendruck des Gewindes der Hebelradnabe in der Welle.

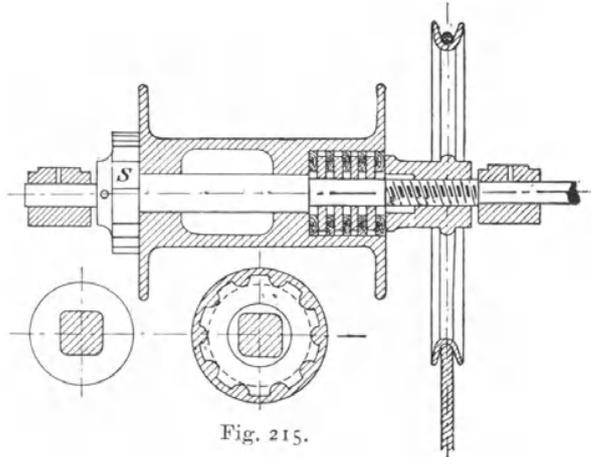


Fig. 215.

#### Sicherheitskurbel von J. Weidtmann in Dortmund.

D.R.P. 31966.

Weidtmann in Dortmund verwendet statt der Lamellenkupplung Reibungskegel, Fig. 216, S. 258. Der Vollkegel ist mit dem Ritzel zusammengewachsen und sitzt lose auf der Kurbelwelle zwischen zwei Bündeln. Die andere Kupplungshälfte ist durch Feder und Nuth mit der Welle verbunden und hindert im eingerückten Zustande den Lastrücklauf durch ihre äussere Sperrverzahnung, die nur den Antrieb zum Lastaufwinden ungehindert zulässt und ausserdem das Lüften des Schraubenandrucks der Kurbel beim Zurückdrücken derselben zum Senken der Last sichert. Da aber hierbei der vorher eingepresste Kupplungskegel nicht gleichzeitig von selbst zurückweicht, bedarf es einer Verbindungschelle zwischen Kegel- und Kurbelnabe, um den Kegel mit der Kurbel zurückzuziehen.

Im übrigen sichert Weidtmann den Kupplungschluss durch Spannfedern zwischen der Kurbel und dem benachbarten Kupplungskegel, welche die Kurbel bis zum vollständigen Kupplungschluss im Sinne des Lastantriebs zu drehen suchen und daher auch selbstthätig die Sperrlage der Winde herbeiführen, wenn der Arbeiter beim Lastsenken die Kurbel aus Fahrlässigkeit loslässt.

Die erforderliche Federspannung wird dadurch erreicht, dass man die Kupplung beim Montieren zunächst ohne Schelle mit der Kurbel zusammenschraubt, dann die Federn zwischen den Zapfen einhängt und durch Zurückdrehen der Kurbel spannt, wobei die Kupplung durch die Sperrklinke abge-

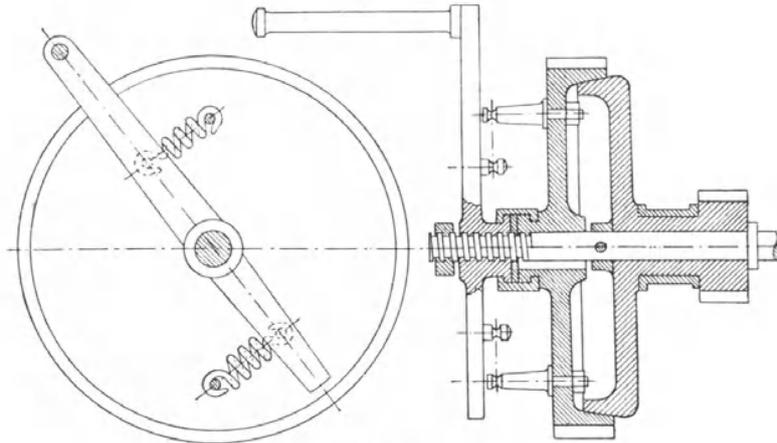


Fig. 216.

stützt an Ort und Stelle bleibt. Die hierdurch gewonnene Federspannung wird durch Einsetzen einer Scheibe in den Spalt zwischen Kegel- und Kurbelnabe dauernd aufrecht erhalten, und schliesslich die Verbindung durch Umlegen der zweitheiligen Nabenschelle geschlossen.

#### Sicherheitskurbel von Stauffer und Mégy.

Bei der Stauffer-Mégy'schen Bremse, Fig. 217, wird die Reibungskupplung durch ein Stahlband gebildet, welches durch den Kurbelantrieb gegen

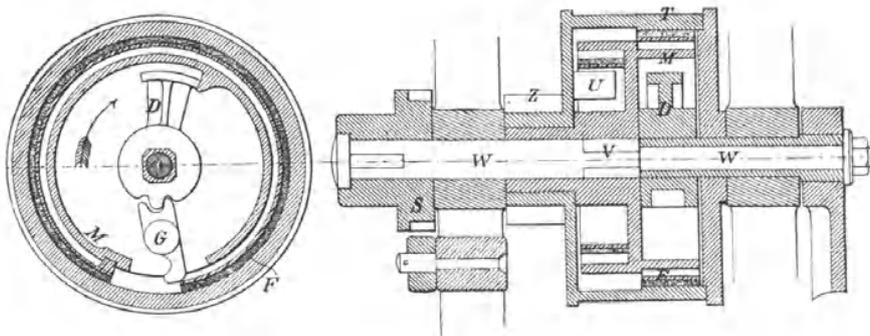


Fig. 217.

den inneren Umfang einer mit dem Zahnradwerk der Winde fest verbundenen Trommel gepresst wird. Die Trommel *T*, mit dem angegossenen Zahntrieb *Z*, sitzt lose auf der Doppelwelle, die aus einer langen Kernwelle *W* und der kürzeren hohlen Kurbelwelle besteht. Das schwächere Ende der Kernwelle bildet den Drehzapfen für die übergeschobene Kurbelwellenhülse. Die Feder *F* überträgt den Antrieb der Kurbel auf die Trommel *T*. Sie ist mit ihrem einen Ende im äusseren Umfange einer Mitnehmerscheibe *M* befestigt, die im Innern der Trommel auf einem Vierkant *V* der Kernwelle sitzt. Zum Anpressen der Feder gegen den inneren Trommelumfang dient ein Daumen *D* auf dem in die Trommel hinein-

ragenden Ende der Kurbelwellenhülse, der mit einer zahnförmigen Druckhebelverlängerung nach rückwärts in den ebenfalls in der Mitnehmerscheibe gelagerten Gelenkhebel  $G$  eingreift. \*) Dreht man die Kurbelwelle, und damit den Daumen im Sinne des Pfeiles, so wird das eine Ende der Ringfeder durch den Gelenkhebel  $G$  festgehalten, während der Daumen den Knaggenvorsprung der Mitnehmerscheibe erfasst, die Mitnehmerscheibe  $M$  vor sich her drängt und dadurch die Feder fest gegen den Trommelumfang zieht, bis schliesslich durch den Reibungschluss die Trommel selbst nachfolgt und das Zahnradwerk der Winde umtreibt. Um die Kupplungskraft der Feder zu verstärken, ist das Stahlband aussen mit Leder überzogen. Der selbstthätige Rücklauf des Triebwerks wird so lange gehindert, wie die Kupplung zwischen der Trommel und der Mitnehmerscheibe geschlossen bleibt, weil die Mitnehmerscheibe fest auf der Kernwelle sitzt, und dieser Welle durch ein Zahnsperrrad  $S$  mit dauerndem Klinkeneingriff nur die bisher angenommene Drehrichtung im Sinne des Pfeiles gestattet ist. Bei umgekehrter Kurbeldrehung wird die Anpressung der Kupplungsfeder vermindert oder ganz aufgehoben, und die Trommel kann, dem Antrieb der Last folgend, mehr oder minder gebremst, zurückweichen. Es läuft alsdann die Kupplungstrommel mit dem Zahntriebrade  $Z$  lose auf der stillstehenden Kurbelwelle und auf der Nabe der ebenfalls stillstehenden Mitnehmerscheibe.

Um den Lastniedergang zu unterbrechen, hat man die Kurbel nur wieder in der Richtung des Pfeils in die Antrieblage zurückzudrehen. Das Bestreben der Trommel, durch die Triebkraft der Last rückwärts umzulaufen, zieht die einmal zum Anliegen gebrachte Feder nur noch fester gegen den inneren Trommelumfang und bietet eine vollkommene Sicherheit gegen zufälliges Lösen der Kupplung. Die zweite durch einen Zwischenboden getrennte Hälfte der Mitnehmerscheibe bildet die Bremstrommel für die Stauffer'sche selbstthätige Sicherheitsbremse, welche bei übermässiger Lastsenkgeschwindigkeit zu wirken beginnt. Die Trommel ist mit einzelnen losen Bleisektoren ausgefüllt, welche die Nabe umschliessen und durch einen an der Trommel  $T$  befestigten Mitnehmerstift  $U$  in der ruhenden Bremstrommel herumgepeitscht werden. Mit zunehmender Geschwindigkeit werden die Klötze gegen den Trommelumfang geschleudert und erzeugen hier einen Bremswiderstand, der durch den Mitnehmerstift auf den Umlauf des Triebwerks zurückwirkt und schliesslich den Beharrungszustand der Senkgeschwindigkeit herbeiführt.

#### Sicherheitskurbel von Gebr. Weismüller in Bockenheim-Frankfurt a. M.

Die Konstruktion von Weismüller, Fig. 1, Taf. 8, vereinfacht die Bauart der Mégy'schen Sicherheitskurbel. Sowohl der Spannhebel  $K$ , wie die als Kuppelzaum dienende Ringfeder  $H$  sind auf einer losen Scheibe  $F$  untergebracht, die sich nur beim Senken der Last durch ihre äussere Sperrverzahnung  $Z$  feststellt, beim Aufwinden dagegen durch den Kupplungschluss an dem Umlauf der Kurbel und des übrigen Triebwerks theilnimmt. Die Kupplungstrommel  $B$  ist wie bei Mégy mit dem Zahntriebling  $A$  zusammengossen und lose auf der Kurbelwelle angeordnet.

Die lose Sperrscheibe  $F$  trägt den Drehzapfen  $J$  für den Spannhebel der Ringfeder, die mit dem einen Ende an den Hebel, mit dem anderen an einen ebenfalls in die Scheibe eingesetzten Zapfen  $G$  angeschlossen ist.

\*) Bei älteren Stauffer-Mégy'schen Winden ist die Kupplungsfeder durch eine kleine Spannkette mit dem Daumen verbunden. Vergl. Z. d. Ver. deutscher Ingenieure 1876, S. 434. Die Bremskupplung der Sicherheitskurbel ist in England im Jahre 1870 unter No. 1777 für Mégy, de Echeverria & Bazan patentirt.

Die beiden Stützapfen  $J$  und  $G$  in der gemeinsamen Platte  $F$  vermitteln je nach der Hebeldehng das Spreizen oder Zusammenziehen der Ringfeder und damit das Schliessen oder Lüften der Kupplung. Beim Drehen der Kurbel im Sinne des Pfeiles  $a$  wird die Ringfeder durch den Mitnehmerzapfen  $E$  in der fest mit der Welle verbundenen Muffe  $D$ , welcher in den Spannhebel  $K$  eingreift, nach aussen gedrängt und das Triebwerk gekuppelt. Drückt man die Kurbel dagegen im Sinne des Pfeiles  $b$  zurück, so stützt sich die Sperrscheibe  $F$  an ihrer Sperrklinke ab, stellt dadurch gleichzeitig den Hebeldehngzapfen  $J$  fest und vermittelt somit das Lüften des Kupplungszaumes. Die Feder ist von Haus aus mit hinreichender Spannung in die Kupplungstrommel eingesetzt, um beim Loslassen der Kurbel die Kupplung selbstthätig zu schliessen und die schwebende Last am Sperrrade abzustützen.

### Sicherheitskurbel von E. Becker in Berlin.

E. Becker verwendet für seine Sicherheitskurbeln zum Kuppeln des Triebwerks Klemmklötze  $K$ , Fig. 2 bis 4, Taf. 8, die in einem lose auf der Welle montirten Gehäuse  $G$  an Zapfen hängen. Das Gehäuse besteht aus zwei Stirnscheiben, von denen die eine durch ihre Nabe unmittelbar auf der frei durchlaufenden Kurbelwelle abgestützt ist und gleichzeitig das in allen diesen Konstruktionen stets wiederkehrende Sperrrad  $S$  trägt, während die Gegenseibe von dem glatten Rande des Zahnrades  $Z$  getragen wird.

Beim Andrehen der Kurbel im Sinne des Pfeiles drängt das fest mit der Welle verbundene Zahnrad  $Z$  durch seinen Eingriff in die Segmentverzahnung der Kupplungsklötze  $K$  ihre Druckflächen gegen den inneren Umfang der umschliessenden Kupplungstrommel  $T$ , die auf eine gusseiserne, die Welle lose umschliessende Hülse  $H$  aufgekeilt ist, und bewirkt den Antrieb der Hülse mit dem Windenritzel  $A$  am freien Hülsenkopf. Durch Loslassen der Kurbel bleibt die aufgewundene Last frei schweben, weil die Reibung zwischen der Trommel und den Klötzen bei der gleichzeitigen Abstützung des Klotzgehäuses  $G$  durch die Sperrklinke im Sinne des Kupplungsschlusses wirkt. Um auch den Schluss selbstthätig herbeizuführen, wenn die Kupplung vorher zum Senken der Last durch Zurückdrücken der Kurbel gelüftet war, ist neben dem Zahnrad  $Z$  in den Hohlraum des Klotzgehäuses noch eine Spiralfeder  $F$  eingeschaltet und an beide Theile derart angeschlossen, dass sie das Gehäuse gegen das Zahnrad dreht, bis die Druckklötze wieder angreifen und die Last durch die Sperrklinke am Sturz verhindert wird.

Da die Kupplungsklötze nur bei grosser Aufmerksamkeit genügend sicheres Bremsen gestatten, auch durch ihre kleinen Druckflächen trocken raschem Verschleiss unterworfen sein würden, geschmiert aber den erforderlichen Reibungschluss zum Aufwinden der Last unsicher machen, vereinigt Becker seine Sicherheitskurbel stets mit einer selbstthätigen Schleuderbremse und verzichtet auf die Verwendung der Kurbel zum Bremsen von Hand vollständig bis auf den Augenblick, wo die Kupplung geschlossen werden muss, um die sinkende Last an einer bestimmten Stelle festzuhalten.

Die Schleuderbremse, deren Wirkungsweise später genauer zu erörtern ist, besteht aus drei untereinander gekuppelten Klötzen, Taf. 8, Fig. 4, Schnitt  $cd$ . Sie erhalten ihren Antrieb durch ihre Drehzapfen, die in die Kupplungstrommel  $T$  eingesetzt sind, und bremsen beim Ausschwingen durch die Centrifugalkraft, indem sie mit ihren Druckflächen am Umfang einer ruhenden, fest im Windengestell eingebauten Trommel  $B$  schleifen, deren Nabenbohrung gleichzeitig noch eine Lagerunterstützung für die frei durchlaufende Hülse  $H$  und die Kernwelle liefert. Ein warm aufgezogener,

schmiedeeiserner Schrumpfring schützt die Trommel *T* gegen Zersprengen durch heftiges Anschlagen der Kupplungsklötze, weil bei unvorsichtig schnellem Unterbrechen des Lastniederganges die Trommel sehr stark beansprucht werden kann.

Unter den verschiedenen Formen von Sicherheitskurbeln mit Schleuderbremsen, die fortlaufend weiter in dieser oder jener Abart entstehen, ist hier wenigstens noch auf die D.R.P. 66012 von Klein in Schmalkalden und 101117 von Gauhe, Gockel & Cie. hinzuweisen.

Alle vorstehend beschriebenen Konstruktionen sind, wie ohne weiteres ersichtlich, ebenso gut für Haspelräder, wie für Kurbeln verwendbar. Sie besitzen die Eigenschaft, dass nicht nur die Kurbel, sondern auch ihre Welle während des Lastsenkens festgehalten wird, und dass daher eine gewöhnliche Kurbel am anderen Wellenende mit stehen bleibt.

Andere Lösungen begnügen sich damit, die Kurbel still zu stellen, während die Welle am Rücklauf theilnimmt, opfern aber damit die beiden eben hervorgehobenen Vortheile. Zu dieser Gruppe gehört die nachstehende Konstruktion.

#### Sicherheitskurbel von Bechem & Keetman.

Die Sicherheitskurbel der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman, D.R.P. No. 14430, Fig. 218, verwerthet eine gewöhnliche Bandbremse mit

doppelarmigem Spannhebel als Reibungskupplung zwischen Kurbel und Triebwerk. Auf dem Vierkant der Kurbelwelle sitzt die Bremsscheibe *B*, die gleichzeitig zur Stützung des losen Zahnsperrrades *Z* benutzt ist, so dass nur der aus dem Sperrade vorspringende Umfang der Bremsscheibe als Reibungsbahn für das Bremsband dient. Der Drehzapfen *D* für den Spannhebel des Bremsbandes sitzt im losen Sperrade, während das Band selbst einerseits am

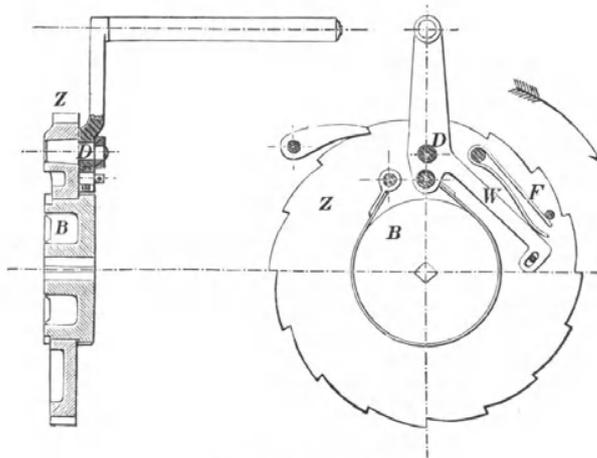


Fig. 218. 1:10.

Sperrade, andererseits am Hebel befestigt ist, der gleichzeitig die Antriebskurbel der Winde bildet. Beim Kurbeln im Sinne des Pfeiles spannt sich die Bremse, und Sperrrad und Bremse kuppeln sich derart, dass sich der Antrieb der Kurbel auf die Welle fortpflanzt. Die Kupplungsbremse bleibt durch den Druck der Feder *F* auf den Winkelarm *W* selbstthätig beim Loslassen der Kurbel geschlossen, der Rücklauf des ganzen Getriebes wird durch den Eingriff der Sperrklinke gehindert. Zum Lastsenken ist die Kupplungsbremse zu lüften; dies geschieht, sobald man die Kurbel zurückdrückt, weil das abgestützte Sperrrad dem hierbei auftretenden Rückdruck nicht ausweichen vermag.

Die Einfachheit der Konstruktion wird durch ihre weiter oben ange-deutete, ausschliessliche Verwendbarkeit für leichte, einkurbelige Winden erkauft, da es sich nicht empfiehlt, doppelte Sicherheitskurbeln auf derselben

Welle anzuordnen, deren getrennte Bedienung beim Lastsenken Schwierigkeiten und Unzuträglichkeiten hervorruft. \*)

Zu derselben Gruppe von Sicherheitskurbeln gehören die älteren Patente von Stegmeyer und Selig D.R.P. No. 2505 und 6301, \*\*) sowie die D.R.P. No. 37096 und 55492, bei denen in ähnlicher Weise, wie vorstehend, die Kurbel in einem besonderen Gehäuse untergebracht ist, und eine Bremscheibe auf dem Wellenkopfe als Kupplung dient, deren Bremszeug durch die Kurbel angepresst oder gelüftet wird. Statt des Bremsbandes benutzen die genannten Konstruktionen theils Bremsklötze, theils Klemmklinken, deren Wirkungsweise nicht zur Verbesserung beiträgt.

### Sicherheitskurbel von Gebrüder Dickertmann in Bielefeld.

D.R.P. 53639.

Die Dickertmann'sche Sicherheitskurbel für Zahnstangenwinden besteht aus einem mit der Kurbel verbundenen, selbstthätigen Sicherheitsgesperre,

das die Last beim Loslassen der Kurbel in jeder Lage abstützt, sich beim Niederkurbeln aber wieder durch den Rückdruck der Kurbel auslöst, während bei den gewöhnlichen einfachen Sperrwerken das Ein- und Auslegen der Sperrklinke unmittelbar von Hand geschehen muss und der freien Willkür des Arbeiters überlassen bleibt. Auf die Verbindung der Kurbel mit einer Senkbremse ist mit Rücksicht auf die kleinen Hubhöhen und die beschränkten Abmessungen derartiger Winden verzichtet.

Neben dem gewöhnlichen, fest mit der Kurbelwelle verbundenen Sperrrad *S*, Fig. 219, sitzt ein Daumenrad *D* lose drehbar für die Klinkenauslösung. Das Daumenrad ist durch einen seitlich eingreifenden Zapfen *Z* mit dem doppelarmigen Stellhebel *H* gekuppelt, der am Kurbelarm drehbar gelagert ist und am unteren Ende sich mit einer rechtwinklig angesetzten kurzen Griffplatte *G* in die entsprechende Lücke des Hauptkurbelgriffs ein-

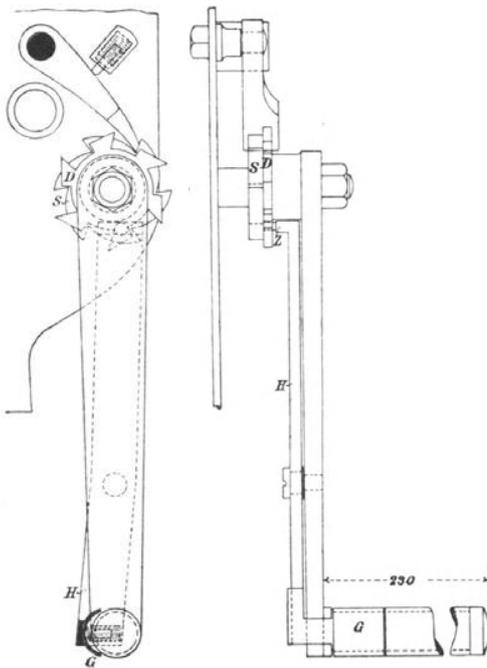


Fig. 219. 1 : 5.

drücken lässt. Eine kleine Druckfeder im Griff drängt die Platte *G* und den Hebel *H* und damit gleichzeitig das Daumenrad selbstthätig in die gezeichnete Stellung zurück. In dieser Lage kann die Sperrklinke frei in das Sperrrad *S* einfallen und hindert den Rücklauf des Triebwerks. Drückt

\*) Mohr in Mannheim hat die Duisburger Konstruktion in anderer Form, D.R.G.M. 21339 und 78183, für Kranwinden mit Motorantrieb ausgeführt, um zum Aufwinden der Last ein lose auf der Trommelvorgelegewelle angeordnetes Triebrad durch Festziehen des Bremsbandes mit seiner Welle zu kuppeln und die Last durch Lüften des Bandes bei stillstehendem und gegen Rücklauf gesperrtem Motor gebremst zu senken. Vergl. den später beschriebenen „Elektrisch betriebenen Portalkrahn von Mohr & Federhaff, Taf. 45, mit Textfigur. Die Konstruktion ist auch für Handsicherheitskurbeln verwendet.

\*\*) Vergl. die 1. Auflage des Werkes, S. 187.

aber der Arbeiter die Platte  $G$  in den Kurbelgriff, so löst das gleichzeitig verstellte Daumenrad  $D$  den Klinkeneingriff aus dem Sperrrade  $S$  aus und verdeckt beim Niederkurbeln alle Einfalllücken. Die Klinke gleitet frei über die Sperrzahn- und Daumenradspitzen fort, bis die Griffplatte freigegeben wird, und die kleinen Widerlagfedern der Klinke und der Griffplatte den Sperrkegeleingriff wieder herstellen. Die Nothwendigkeit, die kurze lose Griffplatte beim Niederkurbeln dauernd zurückzudrängen und dabei doch durch die geschlossene Hand gleiten zu lassen, bietet eine gewisse Unbequemlichkeit und lässt befürchten, dass Arbeiter den ganzen Sicherheitsapparat durch Festbinden unwirksam machen. Der beabsichtigte Zweck wird sicherer erreicht, wenn man in das Zahnstangentriebwerk der Winden eine steile Schnecke mit Becker'scher Drucklagerbremse als erstes Vorgelege einbaut, über die im nächsten Kapitel nähere Angaben folgen. Damit gewinnt man sehr einfache Sicherheitskurbeln für die sogenannten Wagenwinden in gedrängtester Form und ohne störende Wirkungsverluste.

Zum Schluss ist darauf hinzuweisen, dass die Zuverlässigkeit aller Sicherheitskurbeln wie bei den Sperrradbremsen vom zuverlässigen Eingriff der zugehörigen Sperrklinken abhängt, und dass sowohl Federn zum Eindrücken der Klinken, wie Selbsteinklinkmechanismen mit besonderer Sorgfalt ausgeführt und im Betrieb von Zeit zu Zeit geprüft werden müssen.

Der Umstand, dass alle Sicherheitskurbeln, mit Ausnahme der kaum in Betracht kommenden Dickertmann'schen, sich nicht zurückdrehen lassen, also selbstthätigen Ablauf des leeren Hakens voraussetzen, hindert ihre Anwendung für schwere Winden mit mehrfachen Übersetzungen, deren Triebwerkwiderstände den leeren Haken nicht frei niedersinken lassen.

#### d. Selbstthätige Bremsen.

Als selbstthätige Bremsen sind nur Konstruktionen zu bezeichnen, die selbständige Bremswerke bilden und, unabhängig von der Willkür des Arbeiters, mit Beginn oder während des Lastniederganges in Thätigkeit treten.

Von den nachfolgenden Erörterungen bleiben daher, ausser den erst im zweiten Bande, S. 160 u. f., beschriebenen elektrischen Bremsen, alle Triebwerke ausgeschlossen, die nur mittelbar bremsend wirken und schon das Lastaufwinden hemmend beeinflussen, indem sie auf Kosten ihres Gütegrades mit der Eigenschaft der Selbsthemmung behaftet sind.

Unter dieser Beschränkung haben wir hier, wie bereits früher angegeben, nur drei verschiedene Gruppen zu besprechen:

- $\alpha$ . Schleuderbremsen, die durch Centrifugalkraft wirken,
- $\beta$ . Flügelwerkbremsen, die Luft- oder Flüssigkeitswiderstand zum Bremsen verwerthen,
- $\gamma$ . Senksperrbremsen, bei denen der selbstthätige Bremswiderstand durch die Last beim Rücklauf erzeugt wird.

##### $\alpha$ . Schleuderbremsen.

Die selbstthätig wirkenden Schleuderbremsen scheinen zuerst in Amerika durch Otis in New-York eingeführt zu sein. Die älteren Personenaufzüge dieser Fabrik mit Dampf- oder hydraulischem Betrieb sind mit Sicherheitstrommeln ausgerüstet, deren Bremswerk selbstthätig durch den bekannten Watt'schen Centrifugalregulator in Thätigkeit tritt.\*)

\*) A. Riedler, Personen- und Lastenaufzüge, S. 19, Taf. 1 u. 2.

**Schleuderbremse von Otis.**

Der Watt'sche Centrifugalregulator, dessen Stellzeug, wie aus der Fig. 220 ersichtlich, unmittelbar auf den Bremshebel *H* einwirkt, wird von dem Stirnrade *R* auf der Trommelwelle durch die eingeschaltete Vorgelegewelle *W* mittelst Kegelhäder angetrieben. Überschreitet die Umdrehungszahl der Seiltrommel die regelrechte Grösse, so veranlasst der Ausschlag der Regulatorkugeln das Sinken des Winkelhebels *A*, auf dessen unterem Arm der Bremshebel durch den Zapfenbolzen *C* abgestützt ist. Durch die Gewichtsbelastung *G* des Bremshebels wird das Band der Bremsscheibe *B* auf der Trommelwelle angezogen und die Geschwindigkeit der Trommel ermässigt. Beim Überschreiten der höchsten zulässigen Senkgeschwindigkeit steigert sich der Regulatorausschlag so weit, dass das Bremshebelgewicht zur vollen Wirkung gelangt. In diesem Falle erhöht sich die Bremskraft bis zum vollständigen Vernichten der Trommelbewegung.

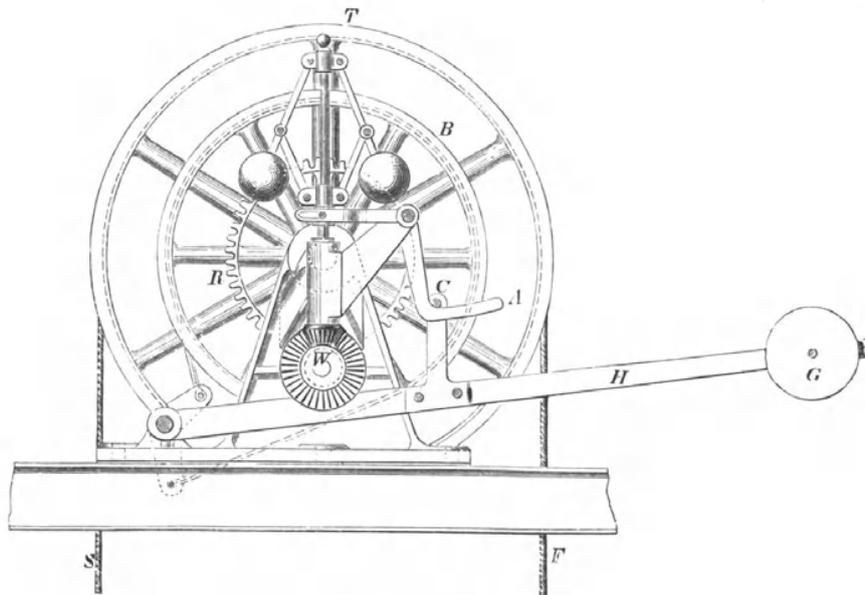


Fig. 220. 1 : 20.

Die Otis'sche Sicherheitstrommel für Aufzüge liegt stets im höchsten Punkte des Fahrchachtes, während die Betriebsmaschine meist unter dem Erdgeschoss aufgestellt ist. Der Fahrstuhl hängt an zwei getrennten Seilen *F*, von denen jedes im neuen Zustande für die volle Last ausreichende Sicherheit bietet. Ein in umgekehrter Richtung auf die Sicherheitstrommel aufgewundenes Betriebsseil läuft nach der Dampfwinde oder nach einem hydraulischen Motor. Die Betriebsmaschine tritt nur beim Lastaufwinden in Wirksamkeit. Beim Lastsenken treibt das Fahrstuhlgewicht die Sicherheitstrommel rückwärts um und windet das Maschinenseil zurück, während sich die Fahrstuhlseile abhaspeln.

Die Bremse sichert die Anlage sowohl gegen unstatthaftes Steigern der Fahrstuhlgeschwindigkeiten, wie auch ganz besonders gegen gefährliche Folgen etwaiger Seilbrüche. Die gleichzeitige Zerstörung beider Fahrstuhlseile erscheint ausgeschlossen. Reisst eins dieser beiden Seile, so trägt noch das zweite den Stuhl, und es handelt sich alsdann nur darum, den Betrieb sofort einzustellen und den Schaden wieder auszubessern, um die frühere doppelte Sicherheit wieder zu gewinnen. Reisst das Maschinenseil,

so wird die Gefahr eines freien Abschnurrens der Sicherheitstrommel durch die sofort kräftig gesteigerte Centrifugalregulatorwirkung beseitigt und die Trommel vorübergehend ganz fest gebremst, bis schliesslich der Fahrstuhl mit gleichförmiger, mässiger Geschwindigkeit niedersinkt.

#### Schleuderbremse von Stauffer.

D. R. P. 2798.

Stauffer hat die selbstthätigen Schleuderbremsen wesentlich vereinfacht. Er legt lose Bleisektoren *B*, Fig. 221, die durch eine aussen belederte Ringfeder zu einem Scheibenkörper vereinigt sind, in den Hohlraum einer ruhenden gusseisernen Trommel und treibt die Bleischeiden durch eingreifende Mitnehmerknaggen *M* eines vor der Trommel liegenden Triebwerkrades der Winde an. Die Schleuderkraft der Klötze überwindet bei einer bestimmten Umdrehungszahl den Klammerdruck der Ringfeder und presst bei weiterer Geschwindigkeitszunahme die Lederfläche der Feder mit stetig zunehmendem Druck gegen den inneren Trommelumfang, bis der Bremswiderstand den Beharrungszustand der Lastsenkgeschwindigkeit herbeiführt.

Beim Lastaufwinden bleiben die Bremsklötze ausser Wirksamkeit, weil einmal die mässige Geschwindigkeit nicht hinreicht, um die Centrifugalkraft bis zum Überwinden der Federspannung zu steigern, und weil ausserdem die Bremstrommel sich während des Lastaufwindens mit dem Triebwerk kuppelt. Sobald Trommel und Bleisektoren mit gleicher Geschwindigkeit umlaufen, kann durch die Klötze nur eine Kupplungskraft, aber kein Bremswiderstand erzeugt werden. Zu diesem Zweck ist die Centrifugalbremse der Stauffer-Mégy'schen Winde in die Mitnehmerscheibe der zugehörigen Sicherheitskurbel eingebaut.\*)

Die Bremskraft ist vollkommen unabhängig von der Umlaufrichtung. Das Gewicht der Centrifugalklötze, die Spannung der Ringfeder und die Umlaufgeschwindigkeit bestimmen die Senkgeschwindigkeit für eine gegebene Last.

Die Stauffer'schen Bremstrommeln werden bisweilen auch durch radiale Zwischenwände in einzelne Zellen abgetheilt, um dieselbe Trommelgrösse, je nach Belieben, für verschieden starke Bremswirkung benutzen zu können, indem man nur einzelne Zellen oder alle mit Bremsklötzen füllt.

Die Einfachheit der Stauffer'schen Bremse wird mit dem Nachtheil eines verhältnissmässig grossen Gewichtes erkauft. Der freien Entfaltung der Fliehkraft wirken nur ganz vorübergehend während der Anlaufperiode störende Nebenbewegungen entgegen, weil die Klötze, theils durch die Schwerkraft, theils durch Schleifen am Trommelboden beeinflusst, anfänglich gegeneinander schlagen, bis die Centrifugalkraft die Oberhand gewinnt. Im übrigen genügt aber die Bremse den gewöhnlichen Anforderungen, wenn nicht auf möglichste Gewichtsbeschränkung Werth gelegt wird, und sie gewährt, vorzüglich bei sehr schnelllaufenden Wellen, einfache und dann auch leichte Konstruktionen. Briegleb, Hansen & Co. in Gotha haben tausende von Winden damit ausgerüstet.

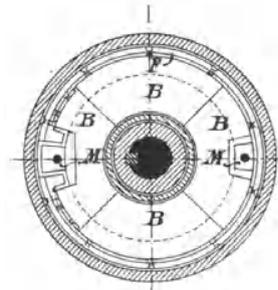


Fig. 221. 1:10.

\*) Vergl. die Stauffer-Mégy'sche Sicherheitskurbel, Fig. 217. S. 258.

**Schleuderbremse von E. Becker.**

Die Becker'sche Schleuderbremse, D.R.P. 7205 und 14611, unter dem Namen „Geschwindigkeitsbremse“ bekannt, sichert durch feste Drehzapfen die leichte und gleichförmige Beweglichkeit der Schleuderklötze und steigert gleichzeitig die Bremskraft dadurch, dass die Fliehkraft mittelst Hebelübersetzung den Bremsdruck vergrössert. \*) Ein weiterer Vorzug besteht in der Ausgleichung der Schwerkraft für die einzelnen Klötze durch ihre gegenseitige Verkupplung.

Fig. 222 giebt die innere Ansicht der Becker'schen Geschwindigkeitsbremse und den zugehörigen Durchschnitt in der Richtung der Welle.

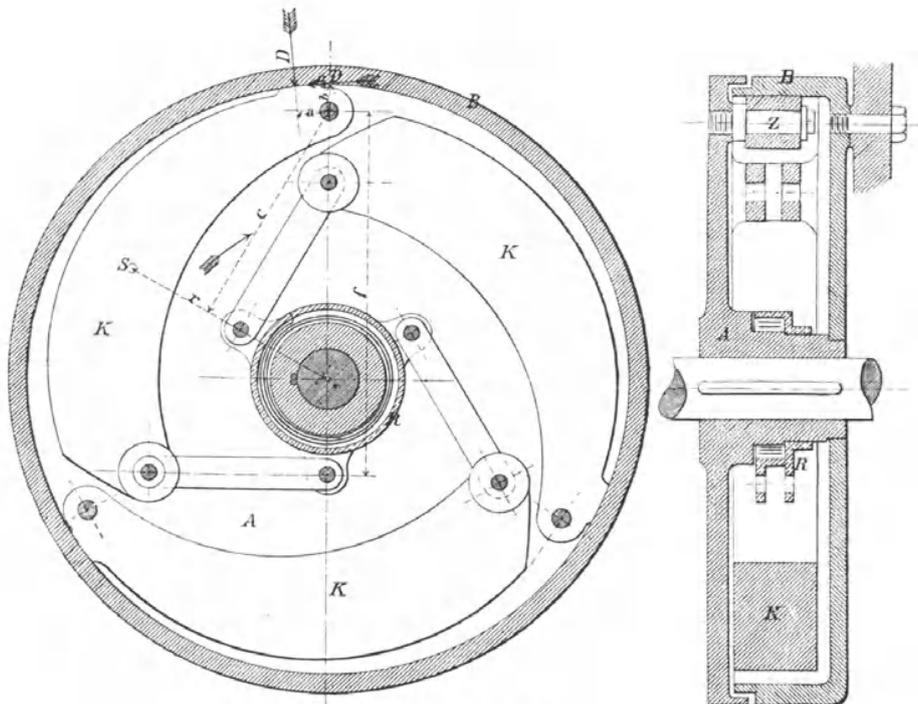


Fig. 222. 1:5.

Die Drehzapfen *Z* der Bremsklötze sitzen seitlich in einer Scheibe *A*, die mit der Bremswelle fest verbunden, am Umlauf des Triebwerks theilnimmt. Die Bremsklötze *K* sind sichelförmig gestaltet, um ihre Masse in möglichst grossem Abstände von der Welle und von den Drehzapfen wirken zu lassen, während die Druckflächen zur Erzeugung des Bremswiderstandes am Umfange der unbeweglichen, fest in das Windengestell eingebauten Bremstrommel *B* in unmittelbarer Nähe der Drehzapfen liegen. Das Verhältniss des Abstandes der Mittellinie dieser Druckflächen zum Abstände des Klotzschwerpunktes *S* von den Drehzapfen liefert die Hebelübersetzung für die Wirkung der Klotzfliehkraft als Bremsdruck.

Die Bremsklötze sind durch kurze Hängeschiene gemeinschaftlich an eine lose auf der Scheibennabe drehbare Rothgussbüchse *R* gekuppelt, um die Klotzgewichte gegenseitig vollkommen auszugleichen und unregel-

\*) Siehe die Abhandlung des Verfassers „Neuere Bremsen“. Z. d. V. d. Ing. 1882, S. 187. In veränderter Form ist die Becker'sche Bremse von Unruh & Liebig mit Keilnutheneingriff ausgeführt. — Vergl. Fig. 4 u. 5, Taf. 23.

mässiges Anschlagen während des Anlaufes zu verhindern, da sonst die Schwerkraft, je nach der Klotzlage, die Fliehkraft theils unterstützt, theils abschwächt. In die Nabenbüchse ist eine flache Spiralfeder eingelegt, die mit einem Ende im inneren Umfange der Büchse, mit dem anderen in der Scheibennabe derart festgeklemmt ist, dass sie die Klötze vom Umfange der Bremstrommel abzieht und ebenso, wie die Stauffer'sche Ringfeder, unzeitigen Bremswiderstand beim Aufwinden der Last und während mässiger Rücklaufgeschwindigkeit hindert. Die Federspannung lässt sich regeln, indem man sie durch Drehen der Büchse, wie beim Aufziehen einer Uhr, verstärkt oder abschwächt und die Hängeschienen der Klötze erst ankuppelt, nachdem die erwünschte Spannung erzielt ist. Bewirkt man die Büchsendrehung durch eine am Umfange befestigte Schnur mittelst Gewichtsbelastung, so kann man die Spannung genau messen.

Der Bremsdruck wächst bei gesteigerter Umlaufgeschwindigkeit der Welle ausserordentlich rasch, weil die Fliehkraft selbst mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zunimmt, und für die Bremskraft ausserdem noch die Hebelübersetzung inbetracht kommt, die ohne Schwierigkeit in den Grenzen 1:8 bis 1:12 zu halten ist. Im übrigen ist dafür zu sorgen, dass der Verschleiss der Klotzdruckflächen durch genügend grosse Trommeltiefe, d. h. durch ausreichend beschränkten Flächeneinheitsdruck in möglichst engen Grenzen bleibt, da wegen der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten höchstens mässige Schmierung zulässig ist; nöthigenfalls hat man zu kleinen Stahlschuhen für die Druckflächen seine Zuflucht zu nehmen.

Die Bremse ist in der Regel auf einer schnellaufenden Welle anzuordnen. Nimmt die Kurbelwelle am Rücklauf des Triebwerkes theil, so erscheint diese Welle im allgemeinen am geeignetsten. Es ist dann möglich, die Umlaufgeschwindigkeit der Kurbeln beim Rücklauf auf jedes beliebige Mass zu beschränken und in Grenzen zu halten, welche die schweren Gefahren der Kurbeldeformationen oder Kurbelbrüche durch Centrifugalkraft vollständig ausschliessen. Becker beschränkt in solchen Fällen die minutliche Umlaufzahl der Kurbeln durch seine Geschwindigkeitsbremse auf 100 bis höchstens 150.

Winden ohne Handkurbeln oder mit Zwangsauskupplung der Kurbelwelle beim Lastniedergang gestatten, die Schleuderbremse lediglich mit Rücksicht auf die zulässige grösste Lastsenkgeschwindigkeit zu entwerfen. Es ergeben sich dann meist weit grössere Umlaufzahlen für die Bremse, als bei der Anordnung auf der Handkurbelwelle statthaft sind. Damit steigert sich die Wirkung unter sonst gleichen Verhältnissen, so dass man immer hinreichend kleine Abmessungen erhält.

Die Schleuderbremse kann während des Lastaufwindens leicht vollständig ausgeschaltet werden, wenn man als Antriebscheibe eine Sperrrad-scheibe benutzt, die sich erst durch den Lastrücklauf mit dem Triebwerk kuppelt.

Für die Rechnung braucht man nur einen Bremsklotz inbetracht zu ziehen, da alle drei Klötze vollständig gleichmässig wirken.

Es sei:

- $D$  der volle Druck eines Bremsklotzes gegen den Trommelumfang bei der grössten Umdrehungszahl der Bremswelle,
- $\mu$  der Reibungskoeffizient der Gleitflächen,
- $a$  der Hebelarm des Anpressungsdruckes  $D$  inbezug auf den Drehzapfen  $Z$ ,
- $b$  der Hebelarm der Klotzreibung  $\mu D$  inbezug auf den Drehzapfen,
- $c$  der Hebelarm der Fliehkraft im Schwerpunkt  $S$  des Bremsklotzes, bezogen auf seinen Drehzapfen,

$F$  der Entlastungszug der Federspannung für einen Bremsklotz,  
 $f$  der Hebelarm dieses Federzuges in bezug auf den Drehzapfen  $Z$ ,  
 $G$  das Gewicht eines Bremsklotzes,  
 $r$  der Abstand des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte  
in m,  
 $n$  die minutliche grösste Umlaufzahl der Bremse,  
 $g$  die Fallbeschleunigung = 9,81 m/sec.

Die Fliehkraft des Bremsklotzes bestimmt sich durch

$$\frac{G \cdot 4 r^2 \pi^2 n^2}{g \cdot r \cdot 60 \cdot 60} = \frac{G \cdot 4 r \pi^2 n^2}{g \cdot 60 \cdot 60}$$

Für die Drehmomente des Klotzdruckes, der Klotzreibung, der Fliehkraft und des Federwiderstandes besteht in bezug auf den Drehpunkt  $Z$ , falls sich die Bremse in dem durch den Pfeil angedeuteten Sinne umdreht, die Gleichgewichtsbedingung

$$Da + \mu Db + Ff = \frac{G}{g} \cdot \frac{4 r \pi^2 n^2 c}{60 \cdot 60} \sim \frac{G r n^2 c}{900}$$

Bezeichnet man den auf den Bremsstrommelumfang wirkenden Rücktrieb der Last mit  $3P$ , so muss für den gleichförmigen Lastniedergang für jeden der drei Bremsklötze  $\mu D \geq P$  sein, und hiermit folgt nach der Momentengleichung

$$P \left( \frac{a}{\mu} + b \right) + Ff = \frac{G r n^2 c}{900},$$

mithin  $G \geq \left[ P \left( \frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c} \right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900}{r n^2} \dots \dots \dots 261.$

Setzen wir voraus, dass die Geschwindigkeitsbremse auf der Kurbelwelle eines Krahnens angeordnet werden soll, um deren Rücklaufgeschwindigkeit beim Lastsenken durch den Bremsregulator auf 120 Umgänge in der Minute zu beschränken, so kann man zur Bestimmung des Umfangsdruckes  $P$  an der Bremscheibe von dem Kurbeldruck ausgehen, der zum Aufwinden der grössten Last nothwendig ist.

Die Kurbelwelle sei mit Doppelkurbeln von 0,4 m Armlänge ausgestattet, und der Kurbeldruck betrage im ganzen für die grösste Nutzlast 50 kg. Ist ferner das Güteverhältniss des Windtriebwerks, unter Berücksichtigung der Verluste durch Zapfen-, Zahn- und Kettenreibung 75 pCt., so würde der ideelle Kurbeldruck  $P_0$  zum Lastaufwinden  $P_0 = 50 \cdot 0,75$  zu setzen sein. Da das Güteverhältniss des Triebwerks bei Vor- und Rücklauf gleich gross anzunehmen ist, berechnet sich der Kurbeldruck  $P_1$ , der dem Lastniedergang das Gleichgewicht hält,  $P_1 = 50 \cdot 0,75 \cdot 0,75 = \sim 28$  kg.

Nehmen wir den Bremsstrommeldurchmesser gleich dem Kurbelarm = 0,4 m, so ergibt sich der erforderliche Bremswiderstand am Trommelumfang für jeden Bremsklotz  $P = \frac{2}{3} P_1 = \sim 18,7$  kg.

Bei der vorausgesetzten Bremsstrommelgrösse lässt sich der Abstand  $r$  des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte nöthigenfalls durch theilweise Bleifüllung des gusseisernen Klotzes auf 0,15 m bringen. Ferner gestatten die Abmessungen für die Hebelverhältnisse folgende Werthe:

$$a = b; \quad \frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{8} \quad \text{und} \quad \frac{f}{c} = \frac{3}{2}.$$

In bezug auf die Stärke der Federspannung ist zu berücksichtigen, dass die Bremse kleinere Lasten bereits bei geringerer Umlaufzahl bremst, als die Grenzlast, für die sie noch ausreichen soll.

Die Verschiedenheit zwischen der Umlaufgeschwindigkeit beim Bremsen der kleinsten und grössten Lasten mit unveränderter Räderübersetzung fällt um so geringer aus, je stärker die Entlastungsfeder der Bremsklötze wirkt, da hiervon die Umdrehungszahl abhängt, bei der die Bremsklötze überhaupt erst die Federspannung überwinden und sich an die Bremsstrommel anpressen. Becker wählt für Winden mit sehr wechselnder Belastung 15 bis 20 kg Federspannung. Nehmen wir für das vorliegende Beispiel 15 kg an, so würde der Entlastungszug für jeden Bremsklotz  $F = 5$  kg zu setzen sein, und wir erhalten nach Einführung aller vorstehenden Werthe in Gleichung 261 für einen Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$ ,

$$G = 13,75 \text{ kg.}$$

Dieses Gewicht ist für die einzelnen Bremsklötze bei der angenommenen Trommelgrösse leicht zu erzielen, ohne grosse Trommeltiefe zu beanspruchen.

Lässt man die Bremswelle umgekehrt umlaufen, entgegengesetzt der Pfeilrichtung in der Figur, so unterstützt die Umfangsreibung den Bremsdruck, sobald die Klötze mit der Trommel in Berührung kommen. Das Drehmoment  $\mu Db$  wirkt alsdann in demselben Sinne, wie das Moment der Fliehkraft. Hierfür ist in Gleichung 261  $\frac{b}{c}$  durch  $-\frac{b}{c}$  zu ersetzen. Die Gewichtsverminderung der Bremsklötze beträgt im vorliegenden Fall ungefähr 2 kg für jeden Klotz. Es empfiehlt sich indess, auf diesen Vortheil zu verzichten. Bei der in der Figur angenommenen Drehrichtung schwächt der Reibungswiderstand der Bremsklötze am Trommelumfang ihre Wirkung ab, sobald die Berührung beginnt, da die Drehmomente der Fliehkraft und der Reibung entgegengesetzt wirken; aber der Anpressungsdruck der Centrifugalkraft steigert sich trotzdem hinreichend schnell, und die Bremsung erfolgt vollständig sanft. Läuft die Bremswelle umgekehrt, so wird die wachsende Centrifugalkraft im Augenblick der Berührung zwischen den Klötzen und der Bremsrommel durch die Klotzreibung plötzlich unterstützt. Es tritt infolge dessen ein ruckweises Anziehen der Bremsklötze ein, das durch den elastischen Rückprall zu schwachen Erzitterungen führt, die sich bei sorgfältiger Beobachtung selbst dem Gefühl bemerkbar machen. Wird nun auch hierdurch nicht die Bremssicherheit gefährdet, so verdient doch dieser Punkt jedenfalls Beachtung, und es empfiehlt sich, den Umlauf der Bremse so zu wählen, dass sie möglichst sanft und geräuschlos arbeitet.

Winden für sehr wechselnde Lastgrössen werden im allgemeinen mit Wechselvorgelege ausgestattet. Um den Einfluss der Schleuderbremse auf die Senkgeschwindigkeit kleinerer Lasten zu beurtheilen, wird es genügen, wenn man die Rechnung für die Hälfte der vollen Belastung durchführt, weil für die unteren Laststufen auch kleinere Triebwerkübersetzungen eingeschaltet werden.

Für diesen Fall ist aus der obigen Gleichung 261 der Werth von  $n$  zu entwickeln, indem man für den zu leistenden Bremswiderstand  $P$ , aus dem Zahlenbeispiel  $\frac{18,7}{2} = 9,35$  kg einsetzt, alle übrigen Werthe aber, die sich auf die Konstruktionsverhältnisse der Bremse beziehen, unverändert lässt.

Wir erhalten zunächst ganz allgemein:

$$n = \sqrt{\left[ P \left( \frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c} \right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900}{r G}} \quad \dots \quad 262.$$

und nach Einsetzen der bezüglichen Werthe:

$$n = 30 \sqrt{\left[ 9,35 \left( \frac{1}{8,0,1} + \frac{1}{8} \right) + 5 \cdot \frac{3}{2} \right] \frac{1}{0,15 \cdot 13,75}} = \sim 94.$$

Die Rechnung zeigt, dass sich die Umlaufzahl für kleinere Lasten nicht unwesentlich vermindert.

Wird mit derselben Räderumsetzung eine Last gesenkt, deren Gewicht nur den vierten Theil der Grenzlast beträgt, so geht die minutliche Umdrehungszahl der Bremswelle auf 78 zurück. Ganz besonders störend wirkt die Abnahme der Geschwindigkeit beim Senken leerer Haken. Dieser Mangel haftet allen Schleuderbremsen an und lässt sich nur durch verwickelte Zuthaten beseitigen, die keine Aussicht auf Einführung in die Praxis haben.

Becker hat den Schleuderbremsen ein weiteres Feld der Anwendung als Sicherheits-Fallbremsen für Fahrstühle eröffnet, um Unglücksfällen bei Seil- oder Kettenbruch vorzubeugen. Zu diesem Zweck wird die Schleuderbremse in den Fahrstuhl selbst eingebaut, Fig. 223, S. 270, ihre Welle nach aussen verlängert und durch ein Ritzel mit einer Zahnstange in Eingriff gesetzt, die an einer der Führungsschienen des Fahrstuhls festgeschraubt werden kann. Beim Auf- und Niedersteigen des Fahrstuhls kämmt sich das Triebrad

in der Zahnstange aus, und bei zerstörter Aufhängung wird die Fallgeschwindigkeit von der Umlaufzahl der Bremswelle im Fahrstuhl abhängig, die durch die Bremskonstruktion beliebig bestimmt werden kann. Die Fallbremse bietet den Vortheil, dass sie den gefährdeten Stuhl bis zum Fussboden herabsinken lässt, während Fangvorrichtungen ihn in beliebiger, oft nicht leicht erreichbarer Höhe festhalten. Ausserdem bleiben alle gefährlichen Stosswirkungen fern, die beim plötzlichen Abfangen eines Stuhles im Förderkorb und an den Führungsschienen auftreten.

Der Konstruktion der Sicherheitsfallbremse ist die Fallgeschwindigkeit zugrunde zu legen, die bei abgerissener Aufhängung dem vollbeladenen Stuhl gestattet werden soll. Nimmt man hierfür 1 m bis 1,25 m in der

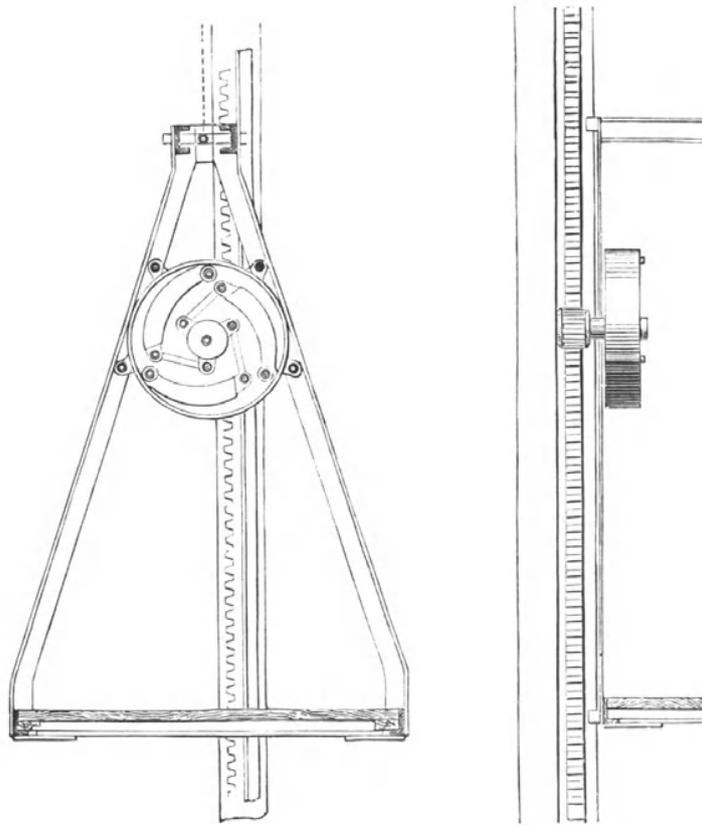


Fig. 223. 1 : 20.

Sekunde an, so würde das der Endgeschwindigkeit eines frei fallenden Körpers entsprechen, der aus 50 oder 80 mm Höhe herabfällt, Verhältnisse, welche selbst für Menschen, die sich etwa auf dem Fahrstuhl befinden, jede Gefahr einer Beschädigung ausschliessen. Die Spannung der Entlastungsfeder ist so stark zu wählen, dass sie bei der regelrechten Fördergeschwindigkeit noch die Klötze vom Trommelumfang fernhält, wenn man nicht durch einseitige Sperrkupplung den Antrieb der Bremse während der Auffahrt ausschaltet. Auch hier ergeben sich selbst für stark belastete Fahrstühle verhältnissmässig leichte Bremswerke, falls man durch genügend kleine Zähnezahls des Triebblings für eine entsprechend grosse Umlaufzahl der Bremswelle sorgt, aber der Einbau der Zahnstangen im Schacht bildet im allgemeinen ein lästiges und nicht billiges Zubehör.

**Schleuderbremse von Mohr in Mannheim.**

D.R.P. 30771.

Die Mohr'sche Schleuderbremse, Fig. 224, enthält nur zwei Bremsklötze und unterscheidet sich von der Becker'schen vor allem dadurch, dass die Klötze ein Bremsband spannen, statt unmittelbar den Reibungswiderstand zu erzeugen. Ferner ist die Spiralfeder, welche die Klötze an zu frühzeitiger Wirkung hindert, wesentlich länger gewählt und mit einer besonderen Spannvorrichtung versehen, die sich jederzeit, ohne die Bremse auseinander zu nehmen, bequem bedienen lässt.

Das eine Federende ist an die Nabe der losen Wellenbüchse angeschlossen, an deren Armen die Klotzkuppelschienen in *J* und *H* angreifen, das andere Ende sitzt am inneren Umfange der ebenfalls lose über die Welle oder über die Büchsenablenverlängerung aufgeschobenen, aussen verzahnten Federtrommel und wird, wie beim Aufziehen einer Uhr, durch Drehen des eingreifenden Triebblings mittelst Steckschlüssels gespannt. Zu dem Zweck ist die Drehachse

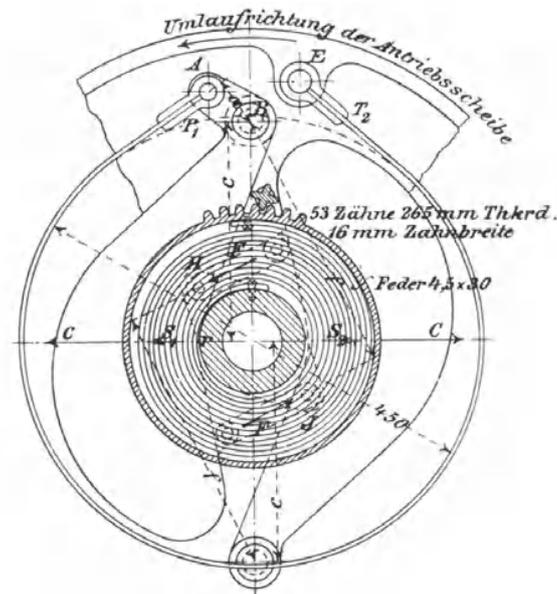


Fig. 224. 2:15.

des Triebblings in der Handbremscheibe, die gleichzeitig die Klotzdrehzapfen trägt und die Schleuderbremse in Thätigkeit setzt, gelagert und zum Aufsetzen des Schlüssels auf der Gegenseite verlängert. Hier trägt die Achse auch noch ein kleines, nicht gezeichnetes Sperrrad, um die gespannte Feder abzustützen, die somit nur die Büchsenabe im Sinne des Klotzlüftens drehend beeinflussen kann.

Das Bremsband umschlingt eine ruhende, mit dem Maschinengerüst verschraubte Trommel. \*) Flächendruck und Verschleiss der Schleifflächen werden durch das Bremsband vortheilhaft beschränkt, während gleichzeitig eine kräftige Bremswirkung bei kleinen Klotzgewichten auftritt.

Wesentlich ist ferner die leichte Zugänglichkeit aller Theile.

Bezeichnet  $T_1$  die Bandspannung am Klotzarm *BA*, Fig. 224,

$T_2$  die Bandspannung am festen Zapfen *E* der Antriebscheibe,

*U* die zu vernichtende Kraft des Lastantriebs im Umfang der ruhenden Bremstrommel,

*C* die Fliehkraft der Bremsklötze in den Schwerpunkten  $S_1$  und  $S_2$ ,

*G* das Klotzgewicht in kg,

*r* den Abstand der Klotzschwerpunkte von der Wellenmitte in m,

*a* den Hebelarm der Bandspannung in bezug auf *B* in mm,

\*) Vergl. die Zeichnung der Haspelwinde, Fig. 3—5, Taf. 9.

$c$  den Hebelarm der Klotzfliehkraft in bezug auf den Klotzdrehzapfen  $B$  in mm,  
 $F$  den Lüftzug der Spiralfeder in den Kuppelschienen in kg,  
 $f$  den zugehörigen Hebelarm bezogen auf  $B$  in mm,  
 $a$  den vom Bremsband umspannten Trommelbogen,  
 $n$  die minutliche Umdrehungszahl der Bremse,

so besteht für die gemeinsame Wirkung beider Klötze die Beziehung

$$T_1 a = 2(Cc - Ff).$$

Die erforderliche Bremskraft ist

$$T_2 - T_1 \geq U.$$

Für den angenommenen Drehsinn der Bremse, der durch den Umlaufpfeil in Fig. 224 angedeutet ist, greift die Schleuderbremse an dem schwächer gespannten Bandtrum  $T_1$  an.

Somit ist  $T_2 = T_1 e^{\mu\alpha}$  und  $T_1 (e^{\mu\alpha} - 1) = U$  oder  $T_1 = \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1}$ .

Ferner 
$$C = \frac{G}{g} \frac{4\pi^2 r^2 n^2}{3600 \cdot r} = \sim \frac{Grn^2}{900}$$

und daher 
$$\frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} \frac{a}{2} = \frac{Grn^2 c}{900} - Ff,$$

$$G = \left( \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} \frac{a}{2} + Ff \right) \frac{900}{crn^2} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{263.}$$

Da sich für jede Klotzform das Gewicht noch durch die frei wählbare Klotzdicke beliebig gross herstellen lässt, und die Schwerpunktlage bei gleichförmiger Dicke nur vom Grundriss der Klotzform abhängt, kann man die Bremse, vorbehaltlich etwa nothwendiger, nachträglicher Abänderungen, nach freiem Ermessen entwerfen und durch gleichzeitige vorläufige Annahme eines Werthes für  $F$  über alle Werthe auf der rechten Seite der Gleichung verfügen, von denen zunächst nur  $U_{\max}$  und der zugehörige Werth von  $n$  durch die Forderungen für die Grenzsenkgeschwindigkeit bei grösster Belastung der Winde festgelegt sind.

Bei wechselnder Belastung bestimmt sich für jeden anderen Werth von  $U$  die zugehörige Umdrehungszahl durch:

$$n = \sqrt{\left( \frac{U}{e^{\mu\alpha} - 1} \frac{a}{2} + Ff \right) \frac{900}{crG}} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{264.}$$

Ergibt sich für  $U_{\min}$  ein unzulässig kleiner Werth für  $n$ , so lässt sich durch Vergrössern des Werthes  $Ff$ , der allerdings auch den Werth von  $G$  wieder beeinflusst, innerhalb gewisser Grenzen ein Ausgleich erreichen.

Bei umgekehrter Umlaufrichtung der Bremse tauschen sich die Werthe von  $T_1$  und  $T_2$  miteinander aus. Die Schleuderbremse wird dann durch die grössere Bandspannung  $T_2 = T_1 e^{\mu\alpha}$  belastet und erfordert wesentlich schwerere Klötze, um unter sonst gleichen Verhältnissen die gleiche Wirkung, wie im ersten Falle zu leisten.

In den Gleichungen 263 und 264 ist für den Rechtsumlauf der Bremse  $Ue^{\mu\alpha}$  statt  $U$  zu setzen.

Umspannt man mit dem Bremsband, wie ohne Schwierigkeiten möglich, ungefähr  $\frac{3}{4}$  des Trommelumfanges, so wird  $e^{\mu\alpha} \sim 2$ .

Die gezeichnete, für eine Senkwinde mit Haspelradantrieb und Rädervorgelege entworfene Bremse weist folgende Werthe auf:  $a = 48$  mm,  $f = 265$  mm,  $c = 215$  mm,  $r = 0,1$  m.  $F = 9$  kg. Aus der Belastung und der geforderten zugehörigen Senkgeschwindigkeit ergibt sich  $U = 110$  kg und  $n = 154$ .

Mit  $e^{\mu\alpha} = 2$  ermittelt sich hierfür aus Gleichung 263  $G = \sim 9$  kg.

Sinkt durch kleinere Belastung die zu vernichtende Umfangskraft  $U$  auf 52 kg, so geht die Umdrehungszahl der Bremse auf 130 zurück. Die Lastsenkgeschwindigkeit vermindert sich demnach im Verhältniss von 130:154.

Das Klotzgewicht von 9 kg wird bei der gewählten Grundrissform und Grösse bereits durch 25 mm Klotzdicke erreicht.\*)

### β. Flügelwerkbremsen.

Der von den Schlagwerken der Uhren bekannte Windfang ist auch hier und da als selbstthätige Bremse für Senkwinden benutzt. Der allgemeineren Verwendung stehen die grossen Abmessungen und die erforderliche hohe Umdrehungszahl für ausreichend kräftige Wirkungen entgegen.

Martin in Bitterfeld benutzt Wasser als Widerstand für das Flügelwerk. Die Martin'sche Flüssigkeitsbremse, D.R.P. 49890, gleicht im wesentlichen einer als Bremse benutzten Kapselpumpe mit excentrischer Kolbenwalze und radial im Kolben verschiebbaren Schaufeln, welche die im Gehäuse abgeschlossene Flüssigkeit durch einen Trennungsteg, zwischen dem Saugraum und dem Druckraum hindurchtreiben, wobei die von aussen einstellbare Weite der Durchflussöffnung den Bremswiderstand bestimmt. Während des Lastaufwindens entweicht die Flüssigkeit aus der einen Hälfte des Gehäuses in die andere durch ein Klappenventil, das sich bei der entgegengesetzten Umlaufrichtung während des Lastsenkens schliesst und der Flüssigkeit nur den oben erwähnten stark gedrosselten Durchtritt durch eine zweite Öffnung gestattet. Dem Vortheil der leichten Einstellbarkeit für sehr verschieden grosse Lasten und der Möglichkeit, die Geschwindigkeit selbstthätig zu regeln,\*\*) steht der Nachtheil des unvermeidlichen Verschleisses der Schaufeln und eines immerhin nicht unbedeutlichen Arbeitswiderstandes beim Lastaufwinden entgegen, falls man nicht die selbstthätige Bremse durch ein Sperrwerk nur für den Rücklauf in das Triebwerk ein-kuppelt.

### γ. Senksperrbremsen.

Nach der einleitenden Übersicht über die Eintheilung der Bremsen, S. 230 u. 231, trennen sich die selbstthätigen Senksperrbremsen in zwei Gruppen, die sich durch dauernden Schluss und Lüftspiel voneinander unterscheiden.

#### 1. Senksperrbremsen ohne Lüftspiel — Lastdruckbremsen.

##### Drucklagerbremse von E. Becker.

D.R.P. 10611.

Die älteste und einfachste reine Lastdruckbremse hat E. Becker vor ungefähr zwanzig Jahren mit dauerndem Erfolg für Winden mit Schnecken-triebwerken in die Praxis eingeführt, nachdem Weston schon etwas früher die Aufgabe in der verwickelteren Form der Bremsen mit Lüftspiel für Winden mit Stirnräderwerken gelöst hatte.

Der Lastzug der Kettennuss auf der Schneckenradwelle, Fig. 7, Taf. 8, presst die Schneckenwelle  $W$  mit dem Vollkegel  $C$  in den Hohlkegel  $B$ , dessen Zapfenansatz beim Lastaufwinden als Stützzapfen dient, indem sich der Zapfenkopf durch den Achsendruck selbstthätig mit der Schnecke kuppelt. Der Rücklauf der schwebenden Last wird bei der steilgängigen

\*) Eine Reihe weiterer Konstruktionen haben geliefert Fr. Neukirch in Bremen D.R.P. 26993, Beck & Henkel in Cassel D.R.P. 33725, G. A. Kroll & Co. in Hannover D.R.P. 43304, Paul Vohnhof in Sachsenburg D.R.P. 45691, Gauhe, Gockel & Cie. D.R.P. 101117, u. a. m.

\*\*) Vergl. die Patentschrift 49890.

Schnecke erst durch den Eingriff der Sperrklinke in den aussen verzahnten Kranz des Hohlkegels *B*, Fig. 8, verhindert, der die Kupplung für den Rücklauf in eine selbstthätige Sperrbremse verwandelt und das Lastsenken nur durch äusseren Antrieb der Winde ermöglicht, weil hierbei der Überschuss des Bremswiderstandes in der Kupplung überwunden werden muss. Der Bremswiderstand regelt sich durch den Achsendruck selbstthätig nach Massgabe der Lastgrösse und wirkt während der ganzen Senkperiode in gleichbleibender Grösse ohne Lüftspiel.

Die Bremswirkung ist vollständig gesichert, wenn sich das Triebwerk aus der Ruhelage unter der Einwirkung des Lastzuges nicht selbstthätig in Bewegung setzt, d. h. wenn das Bremsmoment der Kegelkupplung mindestens gleich dem selbstthätigen Rücktriebmoment der Last in der Schneckenwelle ist.

Da der eigentliche Spurzapfen der Schneckenwelle während der Senkperiode stillsteht und bei freischwebend festgehaltener Last keine Kraft am Haspelrade vorhanden ist, wird die Wirkung der Kegelbremse auch nicht durch zusätzliche Zapfenreibung unterstützt, sofern man vom Eigengewicht der Welle und dem schrägen Zahndruck des Wurmgetriebes im Halslager absieht.

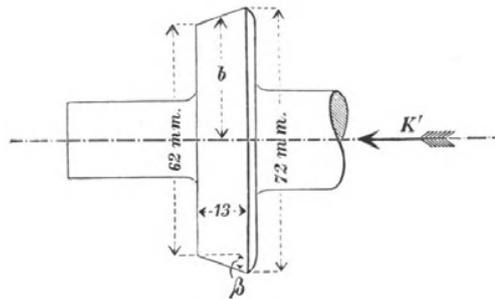


Fig. 225.

Bezeichnet Fig. 225

- M* das Bremsmoment der Kegelkupplung,
- K'* die Umfangskraft im Theilriss des Schneckenrades von der schwebenden Last,
- r* den Schneckenhalbmesser im Theilrissabstand,
- $\alpha$  den Steigungswinkel der Schnecke im Theilrissabstand,
- $\varrho$  den Reibungswinkel des Wurmgetriebes,

so folgt aus Gleichung 199, S. 194, für das Aufwinden, die Bedingung für den verhinderten selbstthätigen Rücklauf

$$M \geq K' r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \dots \dots \dots 265.$$

weil die Schneckenreibung hier bei der angestrebten Bewegung im entgegengesetzten Sinne wirkt, also  $\varrho$  negativ zu setzen ist, und weil die Zapfenreibungen ausscheiden.

Bezeichnet ferner

- W* den Umfangswiderstand der Reibung im mittleren Bremskegelschnitt,
- b* den mittleren Kegelhalbmesser, Fig. 225,
- $\mu_1$  den Reibungskoeffizienten der Kegelbremse,
- $\beta$  den halben Kegelwinkel,

so erhalten wir auch  $Wb \geq K' r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)$

und ferner mit den hier eingeführten Bezeichnungen nach Gleichung 222, S. 212,

$$W = \frac{\mu_1 K'}{\sin \beta + \mu_1 \cos \beta} \dots \dots \dots 266.$$

$$\text{also } \frac{\mu_1 K' b}{\sin \beta + \mu_1 \cos \beta} \geq K' r \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)$$

und mit Einführung von  $\operatorname{tg} \varrho_1 = \mu_1$

$$\frac{\sin \varrho_1}{\sin (\beta + \varrho_1)} \geq \frac{r}{b} \operatorname{tg} (\alpha - \varrho) \quad \dots \dots \dots \quad 267.$$

$$b \geq r \frac{\sin (\beta + \varrho_1) \operatorname{tg} (\alpha - \varrho)}{\sin \varrho_1} \quad \dots \dots \dots \quad 268.$$

Wählen wir z. B., wie in der vorliegenden Ausführung,  $\beta = 21^\circ$ ,  $\alpha = 22^\circ$ ,  $r = 20$  mm und setzen den Reibungskoeffizienten der mässig geschmierten Bremse  $\mu_1 = 0,08$  d. i.  $\varrho_1 = 4^\circ 30'$ , sowie den Reibungswinkel des Wurmgetriebes  $\varrho = 6^\circ$ , im Interesse der Bremsicherheit verhältnissmässig niedrig, so wird

$$b \geq 20 \frac{\sin 25^\circ 30' \operatorname{tg} 16^\circ}{\sin 4^\circ 30'} = 20 \frac{0,43 \cdot 0,287}{0,08} = \sim 30 \text{ mm.}$$

Die Sicherheit der Bremswirkung ist in der Ausführung durch die Wahl von 33 mm für  $b$  erhöht, während andererseits der geringe Bremsüberschuss nur eine mässige Kraft zum Senken erfordert, die für wechselnde Belastung der Last proportional ist.

Die Becker'sche Drucklagerbremse fällt so ausserordentlich klein aus, dass sie sich, ohne den sonst für das Triebwerk erforderlichen Raum merklich zu vergrössern, einfügen lässt. Hierin, wie in der überraschenden Einfachheit des selbstthätigen Sperrbremswerkes liegt die Ursache des durchschlagenden Erfolges, der in Deutschland und England die Aufmerksamkeit auf die Ausbildung weiterer ähnlicher Konstruktionen für die verschiedenartigsten Windentriebwerke lenkte.

**Drucklagerbremsen von Piechatzek & Lüders, Bolzani und Kieffer für Wurmgetriebe, sowie von Dörfurt und Kohn für Flaschenzüge mit Stirnräderwerk.**

Piechatzek & Lüders haben sich der Becker'schen Konstruktion vollkommen angeschlossen, verwenden aber statt der Kegel eine einfache Lamellenkupplung, Fig. 226, D.R.P. 32820. Die beiden äusseren Druck-

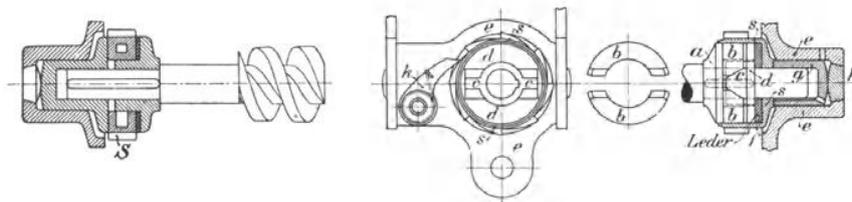


Fig. 226.

Fig. 227.

scheiben, von denen die linke, wie bei Becker, den Stützapfen für die Schneckenwelle trägt, sind mit ihr durch Feder und Nuth verbunden. Dazwischen liegt lose von der Nabe der rechten Scheibe gestützt, die eigentliche Sperrscheibe  $S$ , welche durch Klinkeneingriff als Stützkupplung gegen selbstthätigen Rücktrieb dient. Die Sperrscheibe ist hohl aus Bronze gegossen und soll gleichzeitig als Fettkammer benutzt werden. Die doppelseitigen Reibflächen der Sperrscheibe liefern bei ungefähr sonst gleichen Abmessungen ausreichenden Ersatz für die Wirkung der Becker'schen Kegelbremse, stellen im übrigen aber nur eine abgeänderte Ausführungsform ohne erhöhte Vorzüge dar.

Bolzani verstärkt in seinem unter dem Namen Maxim-Bremse in den Handel gebrachten D.R.P. 75977, Fig. 227, das durch den Achsendruck der Triebwerkschnecke an einer ledernen Spurscheibe  $f$  erzeugte Reibungsmoment durch einen zweitheiligen Bronzering  $bb$  mit keilförmigen Schnittflächen und entsprechend keilförmigem Bronzewiderlager  $c$ , der durch denselben Druck selbstthätig gegen den inneren Umfang der Bremstrommel  $s$  angepresst wird. Er erreicht durch die Doppelausnutzung der Druckkraft für das Bremsmoment und mit der kräftig wirkenden Lederscheibe eben-

falls sehr kleine Gesamtabmessungen, gewinnt aber ausserdem durch das Einkapseln der Reibflächen in die Bremstrommel mit der von vorn eingreifenden Abschlusscheibe  $a$  den Vortheil, dass die Bremsteile möglichst gegen Staub und Schmutz geschützt werden.

Die Annahme, dass im übrigen die doppelten Reibflächen mit den verschiedenen Anpressungsorganen die Betriebsicherheit erhöhen, ist unzutreffend, weil die Antheile der Lederscheibe und des getheilten Bronzeringes an der Gesamtwirkung noch weniger genau bestimmbar sind, als die Bremswirkung einer einzigen Reibfläche, und sich mit wechselnder Wartung sehr verschieden gestalten können. Wird die Bremse von Haus aus sehr kräftig wirkend gebaut, so gewinnt man, wie bei allen übrigen Drucklagerbremsen, die erhöhte Betriebsicherheit nur auf Kosten einer entsprechend gesteigerten Senkarbeit.

Georg Kieffer stützt sich auf den Grundgedanken der Mohr'schen Konstruktion, Fig. 238, S. 291, und hat damit eine geräuschlose Drucklagerbremse, D.R.P. 76345 ausgebildet, die später in dem Kapitel „Flaschenzüge“ beschrieben ist.

W. Dörfurt greift auf eine ältere Konstruktion von Piechatzek zurück und benutzt für Flaschenzüge mit Stirnrädertriebwerk eine Lagerbüchse, D.R.P. 42798, als Sperrwerk, auf die er den Achsendruck der Lastkettennuss wirken lässt, um ausreichenden Reibungswiderstand zum Sperren der gehobenen Last zu gewinnen. Beim Aufwinden läuft die Last- oder die Vorgelegewelle lose in der belasteten Büchse, beim Rücktrieb kuppeln sich die Vorgelege durch eine Sperrklinke mit der Lagerbüchse und finden in ihrer Umfangreibung die beabsichtigte Stützung. Eine ähnliche Konstruktion von Kohn, D.R.P. 65749, ist in dem Kapitel „Flaschenzüge“ besprochen.

Schneckentriebwerke mit Drucklagerbremse fallen selbstverständlich für gleiche Kraftübersetzung wesentlich leichter und kleiner aus, als Stirnräderwinden und liefern mit steilgängigen Schnecken auch noch hinreichend befriedigende Wirkungsgrade bis etwa 0,64.

#### **Drucklagerbremse der Benrather Maschinenfabrik für Schneckenradwinden mit Motorbetrieb.**

Die Benrather Maschinenfabrik hat die Becker'sche Drucklagerbremse für hohe Umlaufzahlen weiter ausgebildet, um sich von den elektrischen Einrichtungen der Motoren unabhängig zu machen, für Drehstrommotoren mechanische Bremsen zu benutzen und bei Hauptstrommotoren das Durchgehen zu verhindern.\*)

Die Drucklagerbremse, Fig. 228 bis 231, ist in Verbindung mit einem Kugelstützlager am Ende der Schneckenwelle in einer vollkommen geschlossenen, gegen das Schneckengehäuse geschraubten gusseisernen Büchse eingebaut und besteht aus zwei achsial gegeneinander verschiebbaren Reibscheiben  $b$  und  $c$  mit einer dazu passenden, aussen verzahnten Sperrscheibe  $d$ , also aus einem Lamellensatz, dessen Anpressungsdruck von dem Kugelstützlager ausgeht und sich selbstthätig nach Massgabe der an der Winde hängenden Last regelt. Die mittlere Sperrscheibe wird durch die zugehörige Klinke  $g$  nur gehindert, an der Drehung im Sinne des Lastsenkens theilzunehmen, und hält durch ihre Sperrbremswirkung auf die Gegenscheiben  $b$  und  $c$  gehobene Lasten frei schwebend fest, bis der Motor im Sinne des Senkens in Thätigkeit gesetzt wird und diesen Widerstand überwindet.

\*) Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1045. Nach einer Mittheilung von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden hat diese Firma denselben Weg schon früher beschritten und baut ihre Drucklagerbremsen für lebhaften Betrieb mit Lamellen aus gehärteten und polirten Stahlscheiben, die sich durch gleichmässige Wirkung und Unverwüstlichkeit auszeichnen sollen.

Die Stirnfläche der Druckscheibe *c* bildet mit einem eingesetzten gehärteten Stahlring den beweglichen Laufring des Kugelstützlagers und nimmt dessen Druck auf.

In der Ausführung nach Fig. 228 ist die kegelförmig abgedrehte Druckscheibe *b* mit langer Nabhülse durch Nuth und Federkeil auf der Schneckenwelle befestigt und durch eine vorgeschraubte Mutter gegen die

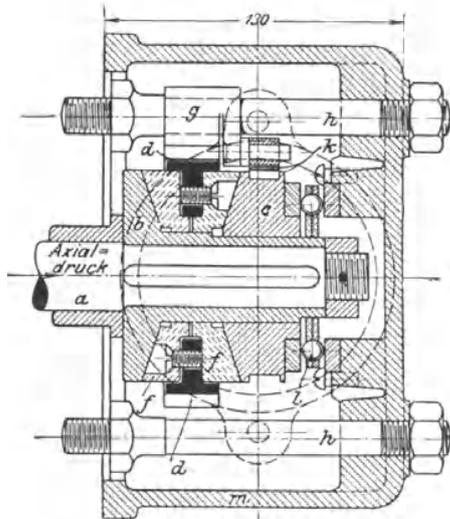


Fig. 228.

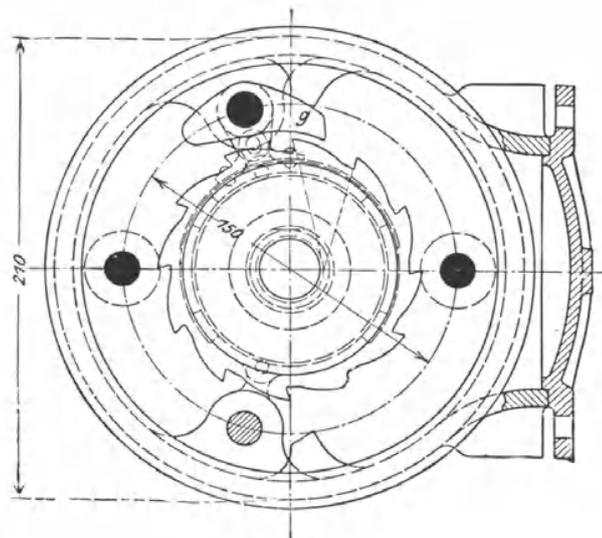


Fig. 230.

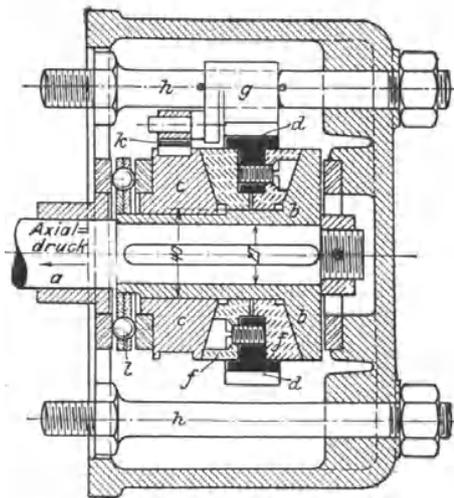


Fig. 229.



Fig. 231.

Wellenschulter angepresst. Das vordere Ende der Nabhülse ist auf einer Seite eben abgefräst, um die hier aufgesetzte Gegenscheibe *c* mit dem dazu passenden abgeflachten Querschnitt ihrer Nabenhöhlung unbeschadet freier Längsverschiebbarkeit auf gemeinsame Drehung mit *b* und der Kernwelle zu kuppeln.

Die lose zwischen *b* und *c* eingebaute Sperrscheibe *d* ist auf beiden Seiten mit kegelförmig ausgedrehten, starken Vulkanfiberplatten *f* durch versenkte Schrauben verbunden und bildet während des Lastaufwindens

mit den beiden Gegenscheiben die Reibkupplung, welche ohne schädlichen Widerstand nur den Lauftring des Kugellagers mitnimmt und die Schneckenwelle lediglich auf diesem Lager laufen lässt, sich dagegen durch die einseitig wirkende Sperrklinke sofort selbstthätig in die Sperrbremse verwandelt, sobald die freischwebende Last zurückzusinken sucht und beim Senken mit dem Motor die Kegelreibflächen als Spurlagerflächen in Thätigkeit setzt.

Die Sperrklinke arbeitet geräuschlos mit Selbststeuerung durch einen Klemmzaum *k*, Fig. 231, aus Federstahl, der sich mit kleinen Lederplättchen in der Ringnuthe des Druckstückes *c* genügend fest anpresst, um den mit einem Zapfen angeschlossenen Steuerarm der Klinke im Sinne der Drehung von *c* zum Ein- und Aussteuern mitzunehmen.

Die Klinke selbst ist zwischen zwei Stiften auf einem der Stehbolzen untergebracht, die zum Anschrauben des Bremsgehäuses an den Schneckenkasten dienen. Ein seitlicher Deckelverschluss des Bremsgehäuses macht die innen liegenden Theile zugänglich.

Figur 229 zeigt den Einbau der Bremse für entgegengesetzten Achsialdruck mit entsprechender Verlegung des Kugellagers auf die andere Seite der Drucklagerbremse und sinngemässer Vertauschung der Lage aller Bremstheile ohne sonstige Veränderung. Die Anordnung mit aussenliegendem Kugellager, Fig. 228, wird für Motorlaufwinden mit Unterflasche und doppeltem Stirnrädervorgelege, die andere nach Fig. 229 für Winden mit einfachem Vorgelege verwendet. Der veränderten Druckrichtung entspricht in beiden Fällen auch eine entgegengesetzte Zugrichtung der schwebenden Last, die in der Konstruktion dadurch berücksichtigt ist, dass man den Stehbolzen für die Klinkenaufhängung in Fig. 230 von oben nach unten an die schraffirt angegebene Stelle versetzen kann und dann nur noch auch das Sperrrad umgekehrt einzubauen braucht.

Sollte beim Senken des leeren Hakens das Eigengewicht nicht ausreichen, um den in Fig. 228 und 229 durch die Pfeilrichtungen angedeuteten Achsialdruck zu erzeugen, sondern der Antrieb durch den Motor die Kraftrichtung umkehren, so legt sich der Lamellensatz in Fig. 228 links gegen den Flansch des benachbarten Traglagers, in Fig. 229 rechts gegen den Stahlring im Bremsgehäuse und läuft hierauf mit einfach gleitender Reibung, die unter der geringen Belastung ganz geringfügig ist.

Der vollkommen dichte Abschluss des Bremsgehäuses ermöglicht eine Ölfüllung als Ölbad für das Kugellager und vor allem für die Drucklagerbremse, deren Reibungskoeffizient dadurch dauernd unverändert erhalten wird, soweit er nicht von der Temperatur abhängt. Hierin, wie in der Verwendung von Vulkanfiber für die Reibflächen, das die schätzbare Eigenschaft besitzt, selbst in Gleitberührung mit Stahl weniger zu verschleissen als dieses harte Material, andererseits aber harten Verschleisskörpern nachgiebt und ihnen gestattet, sich aus der Gleitbahn in das Fibernmaterial hineinzupressen und dort verhältnissmässig unschädlich einzubetten, gewähren der Bremse eine verhältnissmässig hohe Feinfühligkeit, aber trotzdem muss der zum Festhalten der schwebenden Last und zum Abkürzen des Nachlaufweges beim Abstellen des Motors erforderliche Reibungswiderstand so gross gewählt werden, dass 25 bis 40 v. H. der zum Heben der gleichen Last erforderlichen Energie zum Senken geopfert werden. Die hierdurch erzeugte Wärme bereitet ausser dem unwirtschaftlichen Kraftverbrauch auch noch weitere, naheliegende Schwierigkeiten. Benrath verwendet deshalb für Winden mit Hubmotoren von 6 PS an noch eine elektromagnetische Haltbremse als Schutzbremse und ist hiermit bis zur Ausführung der Bremsen für 26 PS hinaufgegangen.\*)

\*) Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902 Z. d. V. d. I. 1902, S. 1103, Fig. 65 u. 66.

Der von den gewöhnlichen Bremsen mit gesteuertem Anpressungsdruck entlehnte Gesichtspunkt, die Abmessungen dadurch möglichst zu beschränken, dass man die raschlaufende Motorwelle als Bremswelle wählt, führt im vorliegenden Fall zu der ungünstig grossen Sicherheitsreserve, welche hier für die selbstthätige Bremswirkung gewählt werden muss, weil sich jede Schwankung im Reibungskoeffizienten hinsichtlich der Rückwirkung auf die Bremsäusserung am Trommelumfang mit dem ganzen Übersetzungsverhältniss zwischen Motorwelle und Lasttrommel oder Daumenrad multiplicirt, und andererseits der Bremsüberschuss auch noch für den kleinsten bei erhitztem und dünnflüssig gewordenem Öl im Betrieb auftretenden Reibungskoeffizienten ausreichen soll.

Für kleine Motorwinden bietet der gedrängte Bau und der Verzicht auf besondere elektrische Bremseinrichtungen bei mässiger Benutzung gewisse Vortheile. Für lebhaften Betrieb oder grosse Krafterleistungen, fällt die unwirtschaftliche Arbeitsweise und die starke Wärmeentwicklung in der Bremse, auf deren Erzeugung nicht nur die mechanische Arbeit der sinkenden Last, sondern auch noch der zum Senken aufgewendete Strom hinwirkt, um so mehr gegen die Anwendung der Konstruktion ins Gewicht, als hierbei die elektromagnetische Hilfsbremse nicht mehr entbehrt werden kann und die elektrische Selbstbremsung der Motoren durch Umschalten auf Generatorwirkung oder die Anwendung der nachstehend beschriebenen Wahlström'schen mechanischen Senksperrbremse eine günstigere, vielfach mit Erfolg durchgeführte Lösung der Aufgabe bietet.

#### Senksperrbremse für Räderwinden von E. A. Wahlström.

D. R. P. 114 371. \*)

Die unter der Überschrift: „Spannvorrichtung für das Bremsband an Bandbremsen und Bremsbandkupplungen“, in Kl. 47 patentirte Konstruktion von Wahlström, Obergeringieur der elektrotechnischen Abtheilung der Maschinenfabrik Esslingen in Cannstatt, geht von dem Gedanken aus, auf das eine Ende eines schraubenförmig um die Bremstrommel geschlungenen Bremsbandes unmittelbar oder im allgemeinen mit Zwischenhebel die Last, am andern Ende ein kleines Spanngewicht einwirken zu lassen, das ausreicht, um bei freier Einwirkung der Gewichte an den Bandenden den Reibungschluss zwischen Band und Trommel aufrecht zu erhalten. Wahlström benutzt also in ganz eigenartiger Weise ein freies Bremsband, das je nach der Drehrichtung die Last oder das Spanngewicht mitnimmt.

Die so eingeleitete Bewegung wird durch Abfangen des niedergehenden Gewichtes unterbrochen und durch diese selbstthätige Entlastung und Abstützung des zugehörigen Bandendes der Reibungschluss soweit gelüftet, dass die Trommel sich in der ruhenden Bandspirale unter dem weiteren Antrieb der Welle durch den Motor dreht und dabei nur die einseitige Umfangskraft des jeweilig angehobenen Gewichtes als Reibung zu überwinden hat.

Die Konstruktion kann als rotirende Reibungswage mit selbstthätig veränderlicher Einstellung der Brems- und Kuppelwirkung bezeichnet werden.

Die Grundzüge der Ausführung für eine Krahnwinde erläutert die schematische Figur 232, S. 280. Die Last  $Q$  hängt an einer losen Rolle, deren Arbeitstrum  $a$  von der Kettennuss  $k$  aufgenommen wird, während das stehende Trum  $s$  am hinteren Ende des schraubenförmig um die Trommel  $t$  geschlungenen Bandes  $b$  mit  $\frac{Q}{2}$  wirkt. Bei der Anzahl der Windungen genügt ein sehr kleines Spanngewicht  $q$  am vorderen Bandende, um den

\*) Siehe die Abhandlung des Verfassers: Kritik der neueren Senksperrbremsen, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1126.

Reibungschluss zwischen Band und Trommel gegenüber  $\frac{Q}{2}$  am anderen Ende ohne Gleiten aufrecht zu erhalten.

Kettennuss  $k$  und Trommel  $t$  sitzen fest auf der Welle. Die Querstücke  $f$  und  $g$  bezeichnen die Anschläge der Bandenden, von denen der eine oder der andere durch das darunter befindliche feste Widerlager  $e$  abgefangen wird und auf die Kupplung lüftend zurückwirkt.

Unter der vorläufigen Annahme, dass Kettennuss und Bremstrommel gleichen Durchmesser haben, wird die Last frei schwebend hängen bleiben, weil die Welle dann durch entgegengesetzt wirkende Drehmomente von gleicher Grösse belastet ist.

Ein Antrieb der Welle im Sinne des Pfeiles  $l$  windet das Kettentrum  $a$  auf, senkt gleichzeitig den Anschlag  $f$  auf sein Widerlager nieder und entlastet das zugehörige Bandende von der bis dahin wirksamen Zugkraft  $\frac{Q}{2}$  fast vollständig, sodass nur am anderen Ende das Spannungsgewicht  $q$  wirksam bleibt. Dieses Gewicht bestimmt gleichzeitig die während des Lastaufwindens im Bremsband vorhandene Umfangsreibung, deren geringer Betrag im Verhältniss zur Nutzlast den Motor kaum merklich mehr beansprucht.

Beim Aufhören des Antriebes sucht die Last zurückzusinken, aber sobald sich die Welle mit der Trommel  $t$  im umgekehrten Sinne zu drehen beginnt, zieht sich das Band  $b$  auch wieder mit der vollen Spannung fest, lüftet den Anschlag  $f$  und ruft dadurch die Gleichgewichtsbedingungen für den Stillstand der Welle hervor.

Treibt man die Maschine durch den Motor zum Senken im Sinne des Pfeiles  $r$  an, so wird der Bandanschlag  $g$  auf sein Widerlager niedergesenkt und das Spannungsgewicht  $q$  abgefangen. Es wirkt daher jetzt, durch den Reibungschluss an der Trommel frei schwebend gehalten, der Zug  $\frac{Q}{2}$  am hinteren Bandende und bestimmt die Grösse der

als Widerstand wirkenden Umfangsreibung. Da aber auf der andern Seite das ablaufende Kettentrum mit  $\frac{Q}{2}$  den Rücklauf unterstützt, hat der Motor beim Senken fast nur Leerlaufarbeit zu leisten.

Der nahezu vollkommene Gleichgewichtszustand lässt unter den angenommenen Verhältnissen beim Abstellen des Motors die Bremse nicht kräftig genug wirken, um die Winde schnell anzuhalten. Sobald man aber, wie in Fig. 232, den

Trommeldurchmesser grösser als den der Kettennuss wählt, zieht das beim Senken angehobene Bandtrum die Welle sofort, nachdem der Motor abgestellt ist, an dem grösseren Hebelarm der Trommel zurück, hebt die im Sinken begriffene Last durch das andere Kettentrum

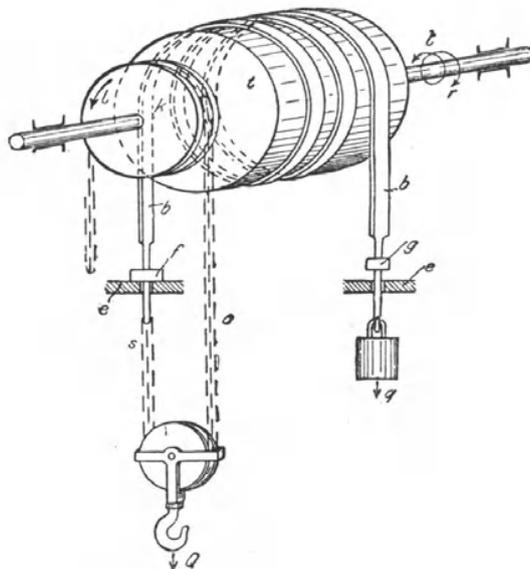


Fig. 232.

etwas an und vermittelt den sofortigen Stillstand durch Vernichten der lebendigen Kräfte.

Der Überschuss des Reibungsmomentes ist für die ganze Senkperiode unveränderlich. Die Bremse bietet für Hauptstrommotoren ein wirksames Mittel, die Möglichkeit des Durchgehens beim Lastsenken unter allen Umständen auszuschliessen und durch einfache Wahl der Bremstrommel- und Kettennussdurchmesser die Grösse der Motorbelastung im Verhältniss zur wechselnden Nutzlast von vornherein zu bestimmen. Statt dessen kann man auch eine Zahnräderübersetzung zwischen Last- und Trommelwelle wählen. Die Konstruktion kommt auch für Drehstrombetrieb in Betracht.

Das Spannungsgewicht  $q$  wird am besten durch eine Spiralfeder gebildet, die sich selbstthätig spannt und entspannt.

Unter allen Umständen ist zum Beschränken der Bandbelastung zwischen Last und Kuppelband eine Hebelübersetzung einzuschalten, derart, dass, wie z. B. in Fig. 233 schematisch angedeutet, das stehende Lasttrum im Punkt  $s$  des um  $o$  drehbaren Hebels und das Bandtrum  $b$  am Hebelende  $b$  angreift. Je grösser die Hebelübersetzung gewählt wird, um so grösser ist aber auch der Bandtrommeldurchmesser im Verhältniss zur Kettennuss oder die Räderübersetzung zwischen Trommel und Nuss zu wählen, um eine entsprechende Belastung des Motors beim Senken und kräftigen Bremsschluss zu erzielen, weil sich beide Verhältnisse in dieser Beziehung theilweise aufheben.

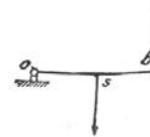


Fig. 233.

Die Beschreibung und Zeichnung einer Ausführung in dem Kapitel: Katze eines 25 t-Krahnes für die Maschinenbau-Gesellschaft Karlsruhe mit Wahlström'scher Senksperrbremse von der Maschinenfabrik Esslingen, Abtheilung Cannstatt, zeigen, dass sich die Konstruktion in die Gesamtanordnung einer grösseren Laufkatze ohne besonderen Platzaufwand geschickt einbaut und den Vortheil sehr langsamer laufender Bremscheiben bietet, bei denen jede störende Erwärmung vollkommen ausgeschlossen ist.

Der wesentliche Vorzug der Wahlström'schen Bremse für Motorbetrieb und Anwendung auf Laufkrahne in lebhaftem Werkstättenbetrieb gegenüber den anderen vorher besprochenen Drucklagerbremsen und den nachfolgenden Senksperrbremsen mit Lüftspiel liegt darin, dass der Einfluss der Bremsbandreibung auf den Arbeitsverbrauch der Winde beim Lastsenken nahezu vollkommen ausgeschlossen ist und nur das Verhältniss der Halbmesser von Bremstrommel und Kettennuss die Grösse der Motorbelastung bestimmt. Wenn zwischen beiden noch eine Räderübersetzung eingeschaltet ist und die Last an einem Hebel auf das Band einwirkt, ist das Verhältniss der Lastmomente an der Bremstrommel- und Kettennusswelle massgebend. Hierauf wirkt der im Vergleich zu  $Q$  sehr kleine Werth  $q$  der Bandbelastungsfeder, der für grössere Reibung etwas kleiner und für kleinere etwas grösser wird, durch die Differenz  $Q - q$  kaum merkbar ein.

In allen bisherigen Ausführungen der Bremse zeigte sich die Betriebssicherheit richtig gewahrt, wenn das Verhältniss der Momente so gewählt wurde, dass die Senkbarkeit bis 10 v. H. der Hubarbeit für die gleiche Last betrug, also wesentlich weniger als für schnelllaufende Drucklagerbremsen vorgesehen werden muss, und auch sicher weniger, als bei den meisten Senksperrbremsen mit Lüftspiel erreicht wird, im übrigen aber vollkommen ausreichend, um selbst bei Hauptstrommotoren mit Steuerwalzen ohne Senkbremsstufen ein Durchgehen zu verhüten.

Auch die Gefahr des Warmlaufens ist durch die unmittelbare Luftkühlung, reichliche Abmessungen der Bremstrommel in allen Ausführungen und die geringe Umlaufzahl der Vorgelegewelle der Seiltrommel oder Kettennuss, auf der die Sperrbremse Platz findet, wenn sie nicht auf der Lastwelle selbst untergebracht wird, von vornherein ausgeschlossen.

## 2. Senksperrbremsen mit Lüftspiel.

### Klemmbremse von Weston.

Die Weston'sche in England patentirte Bremse, Taf. 5, Fig. 1 bis 4, wird von Tangye Brothers & Holman ausgeführt. Die Zeichnungen sind nach einer kleinen Laufkatzenwinde mit Haspelradantrieb in der Maschinenfabrik von Dehne in Halberstadt hergestellt. Die Bremse ist eine Seitendruckbremse mit Ringflächenreibung und selbstthätiger Anpressung durch den Lastzug. Beim Lastaufwinden läuft das Bremswerk mit der Windentrommel um, beim Rücklauf wird das Bremswerk gesperrt, und die aufgewundene Last bleibt frei schwebend hängen, bis der umgekehrte Antrieb der Trommel die Last unter Überwindung des Bremswiderstandes senkt. Auf der Trommelwelle sind die Trommel *T* und das Haspelrad *H* lose angeordnet; beide sind zwischen zwei Bremscheiben *B* und *S* gelagert, die fest auf der Welle sitzen. Die Bremscheibe *S* ist auf der äusseren Seite gleichzeitig als innen verzahntes Sperrrad hergestellt, und die einander zugewandten Stirnflächen der Trommel- und Haspelradnabe bilden einander entsprechende Schraubenflächen eines flachen Schraubenganges. Hängt am Trommelumfang die Last *Q*, während andererseits am Haspelrade die Antriebskraft *P* wirkt, so tritt zunächst eine relative Bewegung zwischen dem Haspelrade und der Trommel ein, bei der die Schraubenflächen des gegenseitigen Nabeneingriffs aufeinander gleiten, und sich daher gleichzeitig Haspelrad und Trommel wechselseitig nach aussen gegen die Scheiben *B* und *S* drängen. Die hierdurch erzeugte Reibung steigert sich bis zum Klemmen und bewirkt, dass schliesslich alle genannten Theile gemeinsam miteinander umlaufen und die Last aufwinden. Hierbei ist zu bemerken, dass der Klemmdruck in der Richtung der Wellenachse durch die einander gegenüberstehenden Mitnehmerscheiben von den Wellenlagern ferngehalten wird. Die aufgewundene Last sucht, sich selbst überlassen, das ganze Triebwerk rückwärts zu drehen, wird aber daran durch den Sperrklinkeneingriff der Bremscheibe *S* gehindert. Sie lässt sich erst senken, wenn ein Zug am linken Trum der Haspelkette Haspelrad und Trommel zwischen den Klemmscheiben durchzieht, wobei Rad und Trommel sich auf der gesperrten Welle drehen. Löst der Haspelzug hierbei die Schraubenkupplung, so schliesst sich die Sperrbremse doch wieder selbstthätig, sobald die freigegebene Last vorzueilen beginnt, und beschränkt damit die Senkgeschwindigkeit auf die zwangsläufige Abhängigkeit von dem äusseren Rücktrieb des Haspelrades. Das Lüftspiel vermindert bei richtiger Ausführung die zu leistende Senkarbeit.

Die Konstruktion besitzt die Eigenschaft, dass die Klemmung, welche Haspelrad und Trommel für den Antrieb der Winde kuppelt und andererseits den Rücklauf hemmt oder bremst, sich selbstthätig nach der Grösse der Last regelt, denn das Lastmoment ist gleichzeitig das Drehmoment der Kupplungsdruckschraube. Die Klemmung hebt sich durch Abnehmen der Last auf, wenn man das Haspelrad noch etwas weiter rückwärts dreht, weil alsdann die leere Trommel nicht mehr dem Haspelrade vorzueilen sucht, vielmehr durch die Scheibe *B* zurückgehalten wird. Hierbei lüftet sich der Schraubendruck, falls der Reibungswiderstand an der Scheibe *B* grösser ist, als zwischen den Schraubenflächen.

Für die Bedingungen der Selbsthemmung und des Bremswiderstandes ist zu berücksichtigen, dass beim Auseinanderpressen der Trommel und des Haspelrades gegen die Klemmscheiben die Schraubendrehung durch das Lastmoment vermittelt wird, dem die Reibungsmomente zwischen den Schraubenflächen und zwischen der Scheibe *B* und der Trommelflansche entgegenwirken. Hemmen und Bremsen des Lastniederganges erfolgen dagegen durch die Reibungsmomente an beiden Klemmscheiben *B* und *S*,

deren Summe demnach für den Fall der Selbsthemmung grösser sein muss, als das Lastmoment.

Bezeichnen wir mit

- $P$  die Zugkraft am Haspelrade,
- $a$  den Halbmesser des Haspelrades,
- $Q$  die Last an der Trommel,
- $R$  den Trommelhalbmesser,
- $\alpha$  den mittleren Steigungswinkel der Druckschraube,
- $\varrho$  den Reibungswinkel des Schraubenmaterials,
- $r$  den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,
- $N$  den Pressdruck der Schraube in der Achsenrichtung,
- $R_1$  und  $r_1$  den äusseren und inneren Halbmesser der Ringfläche der Klemmscheibe  $S$ , Fig. 4, Taf. 5,
- $\mu_1$  den Reibungskoeffizienten für die Scheibe  $S$ ,
- $M_1$  das Reibungsmoment der Scheibe  $S$ ,
- $R_2$  und  $r_2$  den äusseren und inneren Halbmesser der Ringfläche der Klemmscheibe  $B$ , Fig. 3, Taf. 5,
- $\mu_2$  den Reibungskoeffizienten der Scheibe  $B$ ,
- $M_2$  das Reibungsmoment dieser Scheibe,

so besteht, falls man von der vernachlässigbaren Reibung der Trommelwelle absieht, für den Anpressungsdruck  $N$  durch die freischwebende Last, welche die geöffnete Kupplung wieder zu schliessen sucht, die Bedingungs-  
gleichung:

$$Q R = N r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + M_2.$$

Für eingelaufene Klemmscheiben ist

$$M_2 = \frac{\mu_2}{2} N (R_2 + r_2).$$

Demnach folgt aus der ersten Gleichung

$$N = \frac{Q R}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu_2}{2} (R_2 + r_2)} \dots \dots \dots \mathbf{269.}$$

Für die Selbsthemmung muss  $M_1 + M_2 \geq Q R$  sein und mithin unter Benutzung der Gleichung 269

$$\frac{\mu_1}{2} N (R_1 + r_1) + \frac{\mu_2}{2} N (R_2 + r_2) \geq N \left[ r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu_2}{2} (R_2 + r_2) \right]$$

oder  $\frac{\mu_1}{2} (R_1 + r_1) > r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \dots \dots \dots \mathbf{270.}$

Schliesslich erhalten wir für das Bremsmoment  $M$  an der Trommelwelle, welches bei vorhandener Selbsthemmung durch einen Zug an der Haspelkette überwunden werden muss, um die Last zu senken,

$$M = M_1 + M_2 - Q R = M_1 + M_2 - N r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) - M_2,$$

$$M = N \left[ \frac{\mu_1}{2} (R_1 + r_1) - r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \right],$$

$$M = \frac{Q R \left[ \frac{\mu_1}{2} (R_1 + r_1) - r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) \right]}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu_2}{2} (R_2 + r_2)} \dots \dots \dots \mathbf{271.}$$

Die vorstehende Rechnung berücksichtigt die Schliesskraft der Bremse beim Lüftspiel. Beim ersten Anheben der Last geht umgekehrt der Antrieb der Winde vom Haspelrade aus, dessen Drehmoment der Schraubenwiderstand und die Reibung an der Sperrscheibe  $S$  entgegenwirken, bis im letzten

Augenblick des Kupplungschlusses, wo die Relativbewegungen der Klemmscheiben aufhören und das Hochwinden der Last beginnt, also  $Pa = QR$  wird

$$Pa = QR = Nr \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + M_1.$$

Damit folgt weiter für diesen Fall

$$N = \frac{QR}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{\mu_1}{2}(R_1 + r_1)} \quad \dots \quad \mathbf{269a.}$$

ferner unter sinngemässer Durchführung der Rechnung wie im ersten Fall, als Bedingung der Selbsthemmung  $\frac{\mu_2}{2}(R_2 + r_2) \geq r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$ . . . **270a.** die gleichzeitig mit der Gleichung 270 zu erfüllen ist.

Hiernach wird die Selbsthemmung der schwebenden Last und damit das sichere Hochnehmen beim Anheben durch reinen Reibungschluss um so zuverlässiger erreicht, je grösser  $\frac{\mu_2}{2}(R_2 + r_2)$  im Verhältniss zu  $r(\operatorname{tg} \alpha + \varrho)$  ist. Gleichzeitig vermindert sich hierdurch nach Gleichung 271, S. 283, die Lüftarbeit der Bremse. Sind die Gleichungen 270 und 270a nicht erfüllt, so wird zwar die Last beim Aufwinden durch starren Klemmschluss der Druckschraube mit hochgenommen, sinkt aber beim Aufhören des Haspelns wieder zurück.

Die in Betracht gezogene Ausführung ist für 125 kg Nutzlast an der Trommel bestimmt und weist folgende Verhältnisse auf:

für die Druckschraube  $\alpha = 4^\circ$  und  $r = 35$  mm,  
für die Klemmscheibe S,  $r_1 = 25$ ,  $R = 55$  mm,  
für die Klemmscheibe B,  $r_2 = 35$ ,  $R_2 = 100$  mm.

Der Trommelhalbmesser  $R$  ist 50 und des Haspelradhalbmesser = 275 mm.

Setzen wir nun den Reibungskoeffizienten für Holz auf Eisen  $\mu_2 = 0,18$  und den für Eisen auf Eisen  $\mu_2 = 0,1$ , in beiden Fällen mässige Schmierung angenommen, sowie den Reibungswinkel  $\varrho$  für die Schraube =  $6^\circ$ , so erhalten wir mit diesen Werthen:

$$\frac{\mu_1}{2}(R_1 + r_1) = 0,09 \cdot 80 = 7,2 \quad \text{und} \quad \frac{\mu_2}{2}(R_2 + r_2) = 0,05 \cdot 135 = 6,75$$

$$\text{sowie} \quad r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 35 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ = 6,16,$$

mithin ist die Selbsthemmung nach Gleichung 270 und 270a gesichert.

Das Bremsmoment bestimmt sich aus Gleichung 271, S. 283,

$$M = \frac{125 \cdot 50 (0,09 \cdot 80 - 35 \operatorname{tg} 10^\circ)}{35 \operatorname{tg} 10^\circ + 0,05 \cdot 135} = 504.$$

Der zum Senken der Last erforderliche Zug an der Haspelkette beträgt demnach nur

$$\frac{504}{275} = 1,8 \text{ kg.}$$

Zapfenreibung und Seilwiderstand steigern diesen Werth noch etwas. Lässt man die Trommelscheibe B ganz trocken laufen, erhöht also den Reibungskoeffizienten  $\mu_2$  etwa auf 0,2, so wird dadurch die Sicherheit des Hochnehmens der Last durch die Reibung noch erhöht, gleichzeitig aber der zum Senken erforderliche Zug am Haspelseil auf etwa 1,2 kg ermässigt.

Die Holzeinlage der Sperrscheibe S sichert für die vorliegende Ausführung durch ihre Aufnahmefähigkeit für Öl eine längere Dauer ausreichender Schmierung.

Thomas Henry Ward in Tipton (England) hat die Weston'sche Klemmkupplung in seinem D. R. P. 21392 dahin abgeändert, dass er die Druckschraube von den Stirnflächen der Klemmtheile in die Nabe des Antriebrades oder der Kettennuss verlegt und die Antriebswelle an der zugehörigen Stelle mit flachgängigem Gewinde versieht.

**Weston's doppelseitige Triebwerkkupplung für Winden von L. Hopmann  
in Köln-Ehrenfeld.**

Handaufzüge, bei denen die geringe verfügbare Arbeitskraft die Anwendung von starken Gegengewichten wünschenswerth macht, welche den Betrag des Eigengewichts der Förderschale überschreiten und durch ihren Überschuss die insgesamt zu leistende Förderarbeit künstlich auf die eigentliche Förderzeit und auf die Senkzeit vertheilen, verlangen doppelseitige Sperr- und Bremswerke, die nach beiden Richtungen wirken, je nachdem die Nutzlast oder das Gegengewicht den Rücktrieb anstrebt.

Zu diesem Zweck setzt Hopmann nach einer zuerst von Weston angegebenen Konstruktion die Lastrolle, hier eine Seilreibungsscheibe, Fig. 5, Taf. 8, mit Nabengewinde auf die Antriebswelle, ordnet aber zu beiden Seiten der Rolle lose Sperrscheiben mit entgegengesetzter Zahnstellung und zwei mit der Welle fest verbundene Widerlagscheiben an, eine rechts, die andere links. Die Antriebswelle, in der sich die auftretenden Druckkräfte unmittelbar gegenseitig aufheben, ist durch einen Bund und durch die Haspelradnabe gegen Längsverschiebung geschützt. In der Zeichnung ist angenommen, dass das Förderseil, an dem die Last  $Q$  hängt, von der Reibrolle durch eine Leitrolle zunächst in schräger Richtung abgelenkt ist, um dann erst in die senkrechte Bahn des Gegengewichtes  $G$  überzugehen.

Der Antrieb der Winde erfolgt durch den Seilzug  $P$  am rechten Haspeltrum, wenn bei belastetem Aufzug  $Q > G$  ist. Hierbei wird die Windenrolle zunächst durch die Last verhindert, sich mitzudrehen, und schraubt sich daher beim Drehen der Haspelwelle nach rechts, bis sich ihr Klemmdruck gegen die benachbarte Scheibe  $S_1$  und weiter gegen die Widerlagscheibe bis zum festen Kupplungschluss steigert. Hiermit beginnt die Lastförderung, während der Rücklauf bei unterbrochenem Antrieb durch die eingreifende Sperrklinke des Rades  $S_1$  gehindert wird. Die dem Lastaufwinden entgegengesetzte Sperrung der zweiten Scheibe  $S_2$  bleibt wirkungslos, weil der Kupplungschluss mit  $S_1$  die entgegengesetzte Kupplung mit  $S_2$  vollkommen lüftet.

Treibt man das Haspelrad zum Senken der Last entgegengesetzt an, so bewirkt die gesperrte Kupplungshälfte ein theilweises Lüften des Schraubendrucks, da nur die Lastrolle, dem Antrieb folgend, sich zurückschrauben kann. Sobald letztere aber unter dem Lastrücklauf vorzueilen beginnt, schraubt sie sich auch sofort wieder gegen die Sperrscheibe  $S_1$  vor, und die Lastsenkgeschwindigkeit bleibt zwangsläufig von der Haspelsenkgeschwindigkeit abhängig. Im Augenblick des Haspelstillstandes sperrt sich das Triebwerk sofort wieder.

Dieselben Vorgänge spielen sich unter Umkehr aller Bewegungen mit der zweiten Kupplungshälfte ab, falls der leere Aufzug auf und nieder bewegt wird, und das Gegengewicht  $G$  an Stelle von  $Q$  zu heben und zu senken ist.

Wird andererseits die aufgewundene Nutzlast von der Förderschale entfernt, so hat das Gegengewicht das Bestreben, den Aufzug weiter aufwärts zu ziehen; man muss also das linke Haspeltrum festhalten, während die Last abgesetzt wird. Gleichzeitig gewinnt die Lastseilrolle durch das Gegengewicht das Bestreben, sich nach der Sperrscheibe  $S_2$  hinüberschrauben, und es genügt ein kurzer Ruck an dem festgehaltenen Haspeltrum nach abwärts, um diese Bewegung auszulösen, durch welche die Lastrolle alsbald von der Gegenscheibe  $S_2$  gesperrt und das Gegengewicht sofort selbstthätig abgestützt wird.

**Selbstthätige Senksperrbremse mit geräuschlosem Klinkenlauf.**

Die selbstthätigen Sperrbremsen mit Lüftspiel werden vor allem auch im elektrischen Kranbetrieb für schwere Lasten verwendet, um gehobene Werkstücke frei schwebend festzuhalten und die Senkgeschwindigkeit unmittelbar durch den Motor regeln zu können, ohne ihn störend zu belasten.

In der Ausführung, Fig. 234 und 235, sitzt das Sperrrad *a* lose auf einer zweitheiligen Bronzebüchse *d* zwischen den beiden Klemmscheiben *b* und *c*, von denen *c* auf einen abgeflachten Wellenbund aufgepasst und dadurch mit der Welle selbst gekuppelt ist. Die Muffenscheibe *b* mit dem angegossenen Zahnritzel für den Antrieb der nächsten Vorgelegewelle greift mit dem Muttergewinde ihrer langen Nabe in das steile, doppelgängige Flachgewinde der Antriebswelle und schraubt, je nach der Drehrichtung, die Klemmscheiben zusammen oder auseinander. Der freie Schraubenweg wird durch den Wellenbund links und durch den Stellring *p* rechts begrenzt. Ein Klemmring *e*, dessen Umfangsreibung in der Ringnuthe des Ritzelkörpers durch die Stellschrauben *w* mit den Spiralfederunterlagen *v* genau

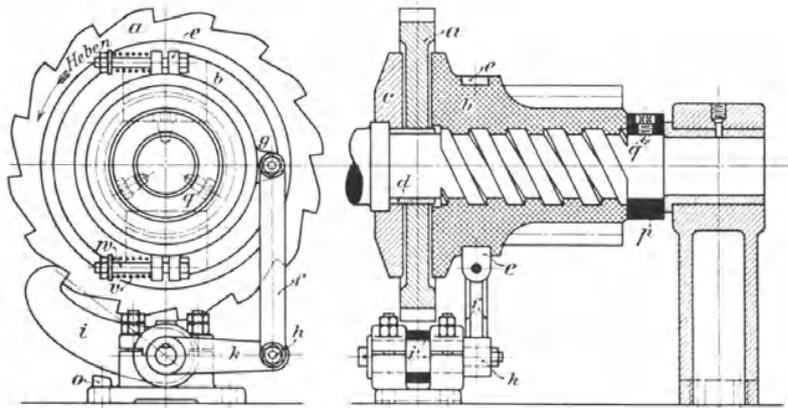


Fig. 234.

Fig. 235.

geregelt werden kann, steuert durch die gelenkig in *g* angeschlossenen Hängeschnen *f* mittelst des Hebelarmes *k* den Sperrhaken *i*, je nach dem Drehsinn des Antriebes, selbstthätig und geräuschlos zum Ein- und Ausklinken.

Beim Heben der Last dreht sich die vom Motor angetriebene Welle, Fig. 235, entgegengesetzt wie der Uhrzeigerlauf und schliesst daher im Beginn der Bewegung, solange das Windenritzel noch durch den Lastwiderstand festgehalten wird, die Klemmkupplung; sobald aber hierdurch *b* mitgenommen wird, klinkt auch der Steuerzaun *e* den Haken *i* aus dem Sperrrade *a* aus. Beim Abstellen des Motors sucht sich die Welle unter dem Einfluss der schwebenden Last rückwärts zu drehen und führt den Sperrhaken sofort wieder in seine Eingriffslage zurück, so dass der Reibungschluss zwischen der Sperrscheibe *a* und den beiderseitigen Klemmscheiben die Last festhält, welche weiter im Sinne des Kupplungschlusses wirkt.

Beim Umsteuern des Motors, zum Senken der Last, sucht die Druckschraube die Kupplung zu lüften, weil der Klinkeneingriff die Sperrscheibe und damit auch das Ritzel anfänglich noch zurückhält, so dass die Spindeldrehung das Ritzel nur in achsialer Richtung zurückdrängt. Sobald aber das gelüftete Ritzel unter der Einwirkung des Lastzuges vorzueilen beginnt, wirkt seine relative Drehung im Sinne des erneuten Kupplungschlusses und bringt die

Last wieder unter die Gewalt der Sperrbremse. Die Neigung, gegen den Motor vorzueilen, wird sofort im Entstehen vereitelt.

Die Konstruktion strebt danach, die Senkgeschwindigkeit der Last durch den Motor, aber mit möglichst geringer Belastung desselben, vollständig zu beherrschen, indem sie ihm nur die Lüftarbeit der Senksperrkupplung überträgt. Die im nächsten Kapitel enthaltene allgemeine Kritik über mechanische Senksperrbremsen wird darlegen, dass die Ausführung sowohl in bezug auf diesen Punkt, wie auch hinsichtlich der Sicherheit für die schwebende Last gewisse Mängel aufweist, die sich theils mildern, theils beseitigen lassen. Diese Mängel lenken aber vor allem auch die Aufmerksamkeit auf andere Konstruktionswege.

Die Wahl des Sperrhakendrehpunktes im Schnittpunkt der Zahndrucknormalen mit der senkrechten Radmittellinie vertheilt die Arbeit, welche der Reibring beim selbstthätigen Ein- und Ausklinken zu leisten hat, auf beide Perioden gleichmässig und ist aus diesem Gesichtspunkt für den vorliegenden Fall gerechtfertigt, schliesst aber die Gefahr nicht aus, dass die Steuerkraft des Reibungschlusses nicht ausreicht, um bei zufälligem Eingriff von Spitze auf Spitze das nach aussen gerichtete Drehmoment des Zahndruckes zu überwinden. Betriebsunfälle durch Herunterstürzen der Last, die darauf zurückzuführen sind, dass die beim ersten knappen Angriff gewaltsam zurückgedrängte Sperrklinke wiederholt zurückgeschleudert wird und nicht mehr rechtzeitig durch das Reibzeug zum vollen Eingriff gelangt, sind mir aus der Praxis bekannt und weisen auf die schon im Abschnitt: „Zahngesperre“, S. 288, betonte Nothwendigkeit hin, statt einer, zwei unabhängig voneinander gesteuerte Sperrklinken mit versetztem Eingriff anzuwenden, um beim zufälligen Spitzeneingriff der einen sicher zu sein, dass die andere unbelastet und deshalb ungestört mitten in eine freie Zahnücke eingreift. Die Bremse ist unter dem Namen Dubois-Bremse bekannt.

**Senksperrbremse der vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, A.-G.**

D. R. P. 110860.

Rud. Krell, Oberingenieur der Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. hat verschiedene Sperrbremsen in die Praxis eingeführt, deren zuverlässige Wirkung durch reichliche Bremskraft gesichert ist, während andererseits besondere Hilfsmittel eine störende Rückwirkung dieses Kraftüberschusses auf die Grösse der Lüftarbeit möglichst fern halten. \*) Fig. 236 und 237, S. 288, veranschaulichen eine Ausführung für schwere Krähne — 65 t — mit Lamellenkupplung.

Die vom Motor im Sinne des Hubpfeiles angetriebene Welle ist durch eine kräftige, lappenförmig angeschweisste Mitnehmerplatte *a* fest mit dem glockenförmigen Sperrrade *b* verbunden, welches das Gehäuse *d* der Lamellenkupplung durch den Eingriff der darin gelagerten Klinken *c* zwingt, sich mit der Welle zu drehen. Die einzelnen Scheiben der zugehörigen Hälfte des Lamellensatzes sitzen in bekannter Weise frei längsverschiebbar auf zwei an der Innenfläche des Gehäuses eingelassenen Nuthfedern. Am anderen Kupplungsende, Fig. 236, ist eine aussen mit flachgängigem Gewinde versehene Bronzebüchse *e* durch Feder und Nuth mit der Welle verbunden oder bei kleineren Ausführungen das Gewinde in die Welle selbst eingeschnitten.

\*) Vergl. die Abhandlung des Verfassers: „Kritik der neueren Senksperrbremsen für Krähne,“ Z. d. V. d. I. 1901, S. 1081 u. f., wo drei verschiedene Ausführungen mit Bremsbacken, Bremsband und die hier aufgenommenen mit Bremslamellen ausführlich an Hand genauer Zeichnungen beschrieben sind.

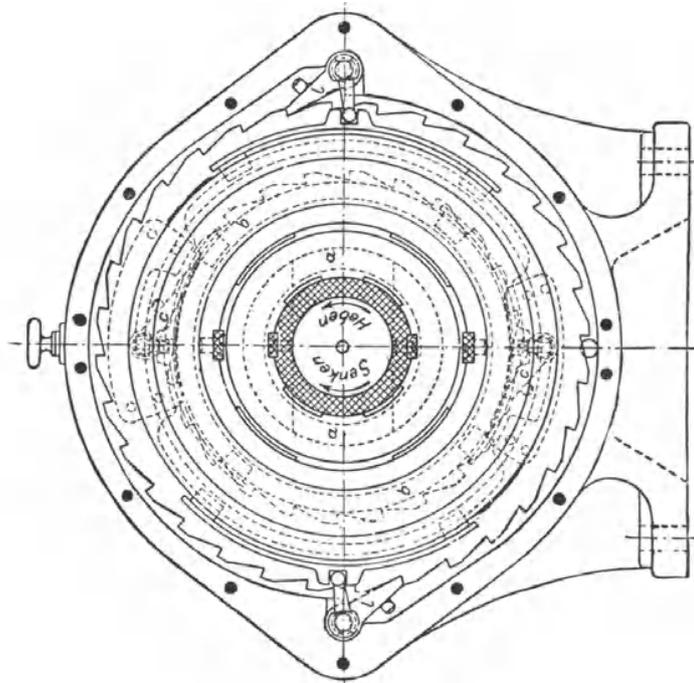


Fig. 237.

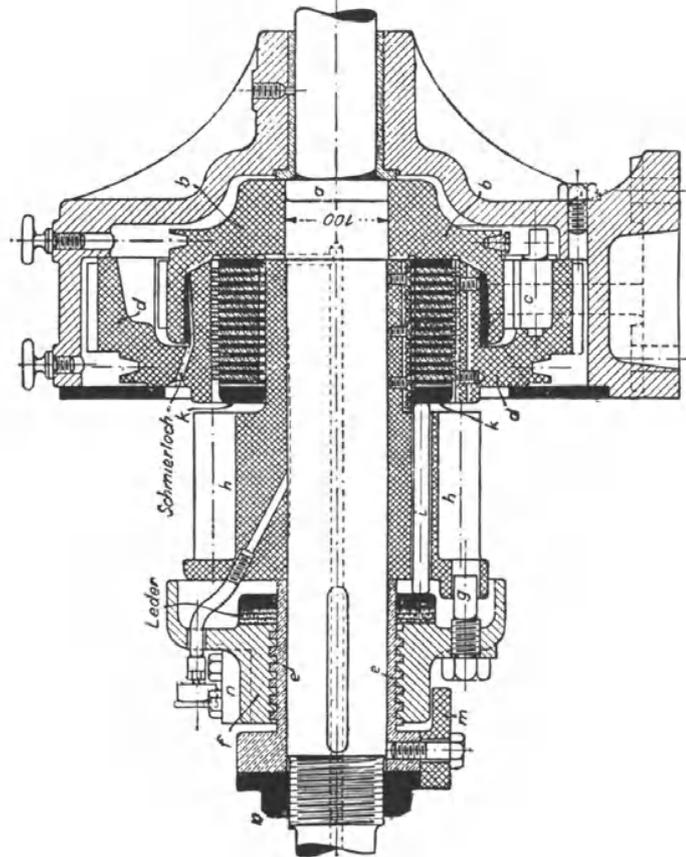


Fig. 236.

Die zugehörige Mutter  $f$  greift mit dem glatten Ende des Schraubenbolzens  $g$  in die Stirnscheibe des benachbarten, lose auf der Welle angeordneten Ritzels  $h$  ein und wird beim Beginn des Wellenantriebes zum Heben zunächst durch den von der Windentrommel ausgehenden Zahndruck an Drehung verhindert und daher in üblicher Weise von der Gewindemuffe  $e$  anfangs nur achsial verschoben.

Die vor der Mutter liegende, mit Lederscheiben ausgerüstete Druckscheibe wirkt auf drei frei in der Ritzelnabe verschiebbare Stifte  $i$  ein und drängt dadurch die Pressplatte  $k$  jenseits des Ritzels mit dem ganzen Lamellensatz vor sich her. Die zum Ritzel gehörigen Lamellen reiten auf seiner verlängerten Nabe, wie die des Gehäuses an Feder und Nuth frei achsial verschiebbar. Das zum Festhalten und Bremsen der Last nutzbare Reibungsmoment des ganzen Lamellensatzes wirkt beim Schliessen der Kupplung dem Antrieb des Spannwerks entgegen und schwächt also auch hier dessen Druck, äussert aber bei der grossen Lamellenzahl für den Hauptzweck eine sehr reichliche Wirkung. Der Rücklauf der geschlossenen Bremse bei schwebender Last wird durch den Eingriff der im äusseren ruhenden Gehäuse gelagerten Klinken  $l$  in den verzahnten Umfang der Lamellentrommel gehindert. Die Klinkwerke arbeiten geräuschlos mit Selbststeuerung durch kleine federnd in keilförmige Nuthen der Laufflächen eingepresste Reibschuhe.

Das Lüftspiel beim Senken mit rückwärts angetriebenem Motor entspricht im wesentlichen dem mehrfach geschilderten Vorgang der vorher besprochenen Konstruktionen unter achsialem Ausweichen des im ersten Augenblick noch durch das Sperrwerk der geschlossenen Kupplung an Drehung verhinderten Ritzels, aber wesentlich ist, dass beim Antrieb der Welle das fest mit ihr verbundene innere glockenförmige Sperrrad  $b$  nur das Reibungsmoment an der unmittelbar benachbarten Kuppelscheibe zu überwinden hat, während die übrigen Lamellen noch in relativer Ruhe gegeneinander verharren. Auf diesem Wege erreicht Krell mit Erfolg das angestrebte Ziel, in der Senkperiode den Motor nur mit einem geringen, von der Lamellenzahl abhängigen Bruchtheil der Gesamtbremskraft zu belasten.

Ein auf dem Rande der Gewindebüchse  $e$  befestigter Mitnehmer  $m$  trifft beim Senkantrieb nach der ersten halben Wellendrehung mit dem aussen auf der Nabe der Spannmutterglocke aufgeschraubten Anschlag  $n$  zusammen und dient gleichzeitig zum Begrenzen des Lüftweges der Bremse, wie zum Antreiben des trägen Windentriebwerkes, das sich sonst, vorzüglich bei leerem Haken oder kleinen Lasten, nur störend langsam beschleunigt.

Bei Wahl von Bronze und Stahl für den Lamellensatz, mässigem spezifischen Flächendruck von höchstens 8 kg/qcm und sorgfältiger Schmierwartung arbeiten die Kupplungen nach den vorliegenden Erfahrungen mehrerer Betriebsjahre befriedigend.

**Selbstthätige Sperrbremse für Räderwinden mit zwangsläufigem Lastniedergang von Gebr. Weismüller in Bockenheim-Frankfurt a. M. und C. Kruse.**

D.R.P. 54432.

In anderer Weise, unter Anlehnung an die Becker'sche Sicherheitskurbel, ist die Aufgabe von Gebr. Weismüller und C. Kruse behandelt.

Auf der Antriebswelle  $A$ , Fig. 6, Taf. 8, sitzt fest mit der Welle verbunden eine Klauenkupplung mit den Knaggen  $B$  und  $B'$ , die einerseits mit den Gegenklauen  $D$  und  $D'$  des losen Triebblings  $C$  in Eingriff tritt, andererseits die Spannhebel  $F$  und  $F'$  der Klemmbremsbacken  $G$  und  $G'$  bethätigt. Die Backen hängen an den Stehbolzen eines Plattenpaares  $EE'$ , das als lose drehbares Gehäuse von der Welle durch die Nabe der einen Scheibe getragen wird und frei beweglich in die festgehaltene, ruhende

Kupplungstrommel  $H$  eingebaut ist. Das lose drehbare Gehäuse trägt auch die Drehzapfen für die Spannhebel  $F$  und einen Mitnehmerbolzen  $J$ .

Beim Aufwinden der Last im Sinne des Pfeiles  $a$  legen sich die Mitnehmerknaggen  $B$  der angetriebenen Welle gegen die Klauen  $D$  des losen Triebblings und setzen das Windenräderwerk in Thätigkeit, während gleichzeitig die Klemmbackenhebel  $F$  die Sperrung des Antriebs an der Kupplungstrommel aufheben.

Wenn der Antrieb aufhört, dreht der von der Last angestrebte Rücktrieb des Räderwerkes die Spannhebel wieder in die Klemmlage und sperrt sofort den Rücklauf mit einer von der Lastgrösse abhängigen Kraft, weil die Spannhebel vom losen Ritzel festgedreht werden.

Treibt man die Winde umgekehrt im Sinne des Pfeiles  $b$  zum Lastsenken an, so legt sich der Mitnehmerknaggen  $B$  zunächst gegen den Bolzen  $J$  und nimmt das Gehäuse  $E$  mit, dessen relative Drehung gegen das anfangs noch ruhende Ritzel die Bremse lüftet. Alsdann beginnt das Ritzel unter der Einwirkung der freigegebenen Last vorzueilen, schliesst die Bremse wieder, die alsbald aufs neue geöffnet wird, u. s. f. Die gleichmässige Wirkung dieser anscheinend nur selten ausgeführten Konstruktion wird u. a. durch die ziemlich erheblichen Einflüsse der Centrifugalkräfte des Bremswerkes störend beeinflusst.

#### Selbstthätige Sicherheits-Sperrbremse von H. Mohr in Mannheim.

D.R.P. 30391.

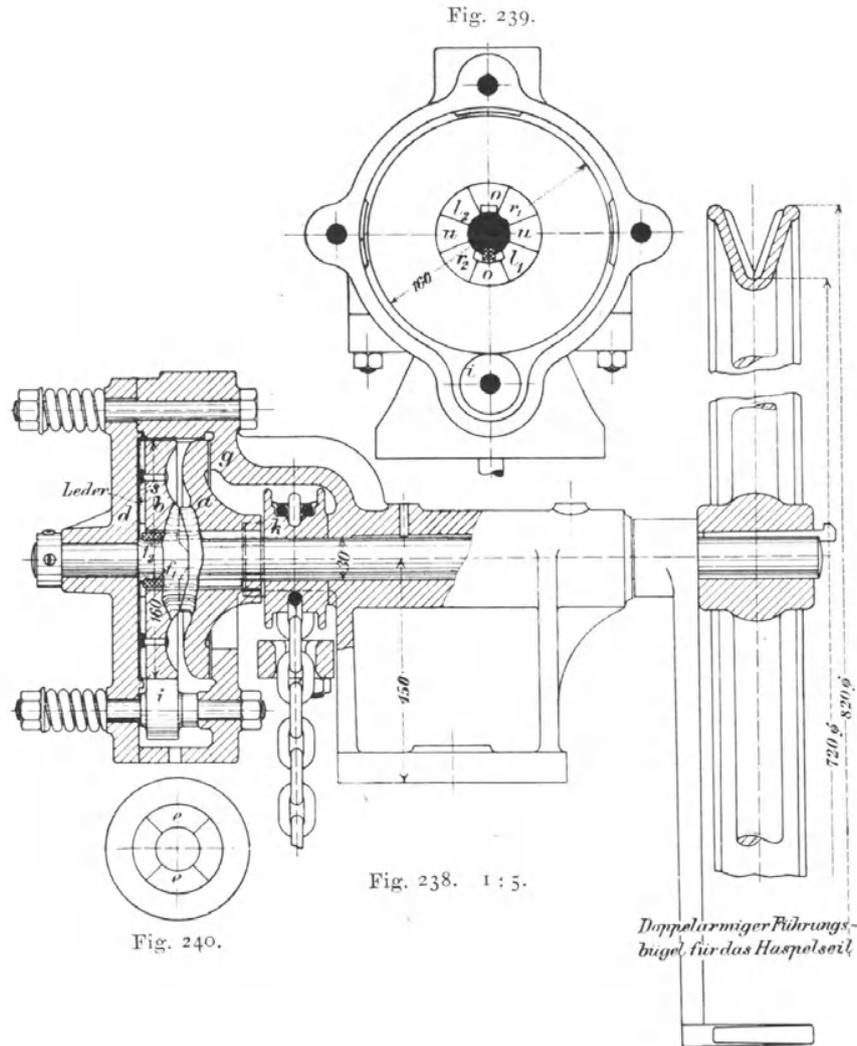
Mohr benutzt ähnlich wie Weston Schraubenflächen auf den gegenüberstehenden Nabenstirnflächen zweier benachbarter Klemmscheiben zum Erzeugen des Sperrbremsdruckes, vermeidet aber alles Klinkenwerk dadurch, dass er die Klemmscheiben gegen Boden und Deckel einer ruhenden Bremsstrommel anpresst. Er erreicht ausserdem mit seiner Konstruktion doppelseitige Sperrbremsung, so dass die Klemmbremse auch für alle Fälle brauchbar ist, in denen die Richtung des Lastzuges, durch Gegengewichtswirkung oder durch doppeltrümige Förderung wechselt.

Figur 238 bis 240 veranschaulichen die Ausführung in Verbindung mit einer kleinen Haspelwinde, über deren Kettennuss die an beiden Enden mit Haken versehene Lastkette frei herabhängt, so dass stets der untenstehende Haken belastet und in die Höhe gezogen werden kann, ohne erst den vorher hochgezogenen zum Aufnehmen der Last zurückzuholen. Die Kettennuss  $k$  sitzt lose auf der Welle und greift mit zwei vorspringenden Segmenten  $e$ , Fig. 240, in die als Gegenkupplung ausgebildete Nabe der Scheibe  $a$  ein, so dass Scheibe und Nuss sich in beiden Drehrichtungen stets geschlossen bewegen. Die einander zugewendeten Nabenstirnflächen der Klemmscheibe  $a$  und der Gegenscheibe  $b$  greifen klauenartig mit den Segmentpaaren zweier doppelgängiger Schraubenflächen ineinander, von denen das eine Paar rechtsgängig, das andere linksgängig gewunden ist. In der Stirnansicht der Scheibe  $a$ , Fig. 239, sind die rechtsgängigen Schraubensegmente mit  $r_1$  und  $r_2$ , die linksgängigen mit  $l_1$  und  $l_2$  bezeichnet, die dazwischen liegenden, vortretenden ebenen Klauenstirnflächen mit  $o$  und die tiefliegenden mit  $u$ . Die entgegengesetzt gewundenen Flächen drängen die Klemmscheiben in der Sperr- und Bremsperiode in wechselweiser Ablösung auseinander, je nachdem die Last am einen oder am anderen Kettenhaken hängt und damit der Lastniedergang im einen oder im anderen Drehsinn der Kettennuss einzutreten sucht.

Die prismatische, in die Welle eingelassene Mitnehmerfeder  $f_1$  greift mit etwas Kopfspielraum und mit reichlichem Seitenspielraum in die Naben der beiden gusseisernen Scheiben ein, die hierfür übereinstimmend genuthet sind. Für die Scheibe  $b$  ist noch eine zweite kurze Mitnehmerfeder  $f_2$

mit gleichen Spielräumen angeordnet. Die schmalere Nuthe der Scheibe  $a$  in der Verlängerung von  $f_2$  hat nur den Zweck, die Scheibe über die fest in den Wellenkopf eingelassenen Federn an ihren Platz schieben zu können.

Beim Antrieb des Haspelrades dreht sich die Welle aus der gezeichneten Stellung zunächst um den Spielraum zwischen den Federn  $f$  und den Nuthenseitenflächen. Sobald die Federn hier anliegen, folgen die beiden Scheiben und die Kettennuss dem Antrieb, und die Last wird somit gehoben.



Beim Loslassen des Haspelseiles laufen Kettennuss und Scheibe  $a$  gemeinsam lose auf der Welle um den Nuthenspielraum zurück, während auch die Scheibe  $b$  mit der Welle stehen bleibt, aber alsbald kuppeln sich  $k$  und  $a$  wieder mit der Welle, nachdem der ganze Spielraum zwischen der Feder  $f_1$  und den Nuthenwänden in der Rücklaufrichtung zurückgelegt ist. Gleich darauf legen sich auch die Federn  $f_1$  und  $f_2$  gegen die Nuthenränder der Scheibe  $b$  und suchen diese rückwärts mitzunehmen. Die relative Drehung, welche in dieser Zeit zwischen  $a$  und  $b$  stattgefunden hat, drängt die Scheiben durch die Schraubenflächen ihrer Naben in achsialer Richtung aus-

einander, bis der hierdurch erzeugte Widerlagklemmdruck an dem Deckel und der Bodenfläche der Gehäusetrommel die weitere Bewegung sperrt und die gehobene Last freischwebend hält. Die Last lässt sich daher, wie in allen vorstehend besprochenen Fällen, nur durch äusseren Antrieb des Haspelrades unter Überwindung des Bremskraftüberschusses über den Lastzug senken. Nachdem die Last abgenommen ist, verschwindet die Kraft, welche den Klemmschluss von aussen eingeleitet und aufrecht erhalten hat, und die Steilheit der Schraubendruckflächen unterstützt selbstthätig die Rückkehr der Sperrkupplung in die Lüftlage. Um die Eigenwiderstände des Spannwerkes zu beschränken und das selbstthätige Lüftspiel zu sichern, ist der Reibungswiderstand der beiden Klemmscheiben verschieden gewählt und mit befriedigendem Erfolg zu dem Zweck die Bremsfläche der Scheibe *b* beledert, während die Scheibe *a* unmittelbar auf dem Boden des gusseisernen Gehäuses *g* läuft.

Der Deckel der Bremstrommel wird durch Schrauben mit kräftigen Spiralfederunterlagen angepresst, deren Nachgiebigkeit eine starre Klemmkupplung zwischen den Schraubenflächen verhindern, aber das satte Festziehen der Bremse im Verein mit der Lederscheibe unterstützen. Innerhalb der Trommel wird die Scheibe *b* durch drei concentrische Cylindersegmente und durch eine kleine Laufrolle *i* centrirt. Der Kopf des Gehäuses ist zu einem kleinen Ölbehälter ausgebildet, der den Metallgleitflächen Schmiermaterial zuführt, während ein freies Ablaufloch unten etwaige Ansammlungen von Öl, die eine überreichliche Schmierung herbeiführen würden, selbstthätig entfernt. Auch der Lederscheibe kann durch ein in der Zeichnung fortgelassenes, in den Gehäusedeckel eingesetztes Kupferrohr Öl zugeführt werden.

Die Bearbeitung der Schraubendruckflächen lässt sich auf einer Drehbank mit einer Leitkurve und beweglichem Kopirsupport ausführen. Im übrigen ist die Wahl der Schraubensteigung und die Dimensionierung der ganzen Bremse für zuverlässige Wirkung das Ergebniss langjähriger Versuche und Erfahrungen. Mohr hat die Druckbremse für die verschiedensten Zwecke, vor allem aber auch für kleine und mittlere Krahntriebwerke angewendet. An Stelle der Kettennuss tritt dann das Ritzel der Antriebwelle.

Gedrängter Bau und die Einkapselung der Gleitflächen in eine fast vollständig geschlossene Trommel gehören zu den Vorzügen dieser Konstruktion. Für grosse Hafenkranne verwendet die Firma ihre Bandbremskupplung, Taf. 45, Fig. 2 u. 3.

#### **Elastische Bremskupplung von Gebr. Bolzani in Berlin.**

D. R. P. 83 274 und 90 355.

Die Winde von Bolzani, Fig. 241 u. 242, mit sogenannter Elastic-Bremskupplung verwerthet in anderer Ausführungsform den Weston'schen Konstruktionsgedanken, durch Einschalten einer Klemmkupplung zwischen Antriebsorgan und Windentrommel mit Sperrverzahnung der einen Kupplungshälfte die gehobene Last frei schwebend festzuhalten, um die Senkgeschwindigkeit von der Geschwindigkeit abhängig zu machen, mit der die Winde von Hand oder durch einen Motor rückwärts angetrieben wird.

Die Kurbel schraubt sich beim Andrehen zum Lastheben mit dem Muttergewinde ihrer Nabe auf dem Spindelgewinde des Wellenkopfes zunächst eine gewisse Strecke nach links und drängt dabei die mit zwei Lappen *l* in Schlitze der Kupplungstrommel *t* eingreifende Deckelplatte *d* vor sich her, die ebenso wie die Trommel *t*, lose auf der Welle sitzt. Der Schraubendruck überträgt sich von der Platte *d* auf die an den äusseren Stirnflächen belederten Scheiben *a* und *b* durch die zwischen beiden einge-



Anhalten schwerer Lasten die Feder erheblich angestrengt werden kann und dass Federbrüche die ganze Bremse unwirksam machen.

#### **Kritik der selbstthätigen Senksperrbremsen mit Weston'schem Klemmgesperre.**

Die Senksperrbremsen haben durch die erhöhten Ansprüche an Sicherheit und Arbeitsgeschwindigkeit im Krahnbetrieb erheblich an Bedeutung gewonnen, weil sie an Stelle der für Schnellbetrieb meist nicht geeigneten Schleuderbremsen ein Mittel bieten, die Lastgeschwindigkeit unmittelbar durch den Motor zu regeln und bei veränderlicher Umdrehungszahl desselben kleine Lasten schneller als grosse zu senken, und weil sie ferner gehobene Lasten freischwebend festhalten, solange der Motor ausser Betrieb oder das Windenwerk vorübergehend von ihm abgeschaltet ist, wie z. B. bei mechanischen Wendegetrieben während des toten Ganges der Umsteuerung.

Die Konstruktion kommt daher nicht nur für kleine, gedrängt gebaute, sogenannte Sicherheitswinden mit Handbetrieb, sondern auch für grosse Katzen mit eigenem Motor in Betracht, deren Windenwerk ausserhalb des unmittelbaren Bereiches des Krahnführers liegt und deshalb die Benutzung einfacher Handbremsen ausschliesst. Im Hinblick auf die zahlreichen Anwendungsfälle im Giessereibetrieb und in Montirungshallen, wo es sich um peinliche Pünktlichkeit der Wirkung handelt, oder bei Laufkrahnen für Hüttenwerke und Schmiedepressen, wo Lasten bis 70 t und darüber in Frage kommen, ist an Hand der Betriebserfahrungen eine eingehende Kritik der verschiedenen Ausführungen geboten, um auf bestehende Mängel aufmerksam zu machen, auf die Mittel zu ihrer Beseitigung hinzuweisen und im Anschluss daran diejenigen Konstruktionen richtig zu würdigen, welche theils als Verbesserungen der Weston'schen Klemmbremse zu betrachten sind, theils auf ganz neuer, selbständiger Grundlage aufgebaut, die vorhandenen Schwierigkeiten durch einen anderen Lösungsweg umgehen.

Die vorstehend beschriebenen Senksperrbremsen mit Lüftspiel, für welche das an die Spitze gestellte Weston'sche Klemmgesperre in verschiedenen Ausführungsformen verwerthet ist, besitzen die gemeinsame Eigenschaft, dass die Last dem Antrieb der Winde beim Heben auch unabhängig von der Grösse des hierbei erzeugten Reibungsmomentes der Bremskupplung folgt, sobald die anfänglich nur in achsialer Richtung ausweichende Hälfte des Druckschraubengetriebes — z. B. die in Fig. 235, S. 286, als Mutter ausgebildete Nabe *b* des Lastritzels — durch das starre Widerlager der zur Seite gedrängten Theile am weiteren linearen Ausweichen gehindert wird und in dieser Klemmlage nunmehr die schrägen Gewindeflächen der Spannschraube auf das Muttergewinde des Lastritzels, ohne weitere Steigerung des Anpressungsdruckes, einfach als Mitnehmer wirken und die Lasttrommel im Sinne des Aufwindens drehen.

Eine unter solchen Umständen, bei unzureichendem Reibungsmoment, gehobene Last, für welche in der Konstruktion die Bedingungen 270 u. 270a, S. 283 u. 284, der Selbstsperrung nicht erfüllt sind, bleibt nicht frei schweben, sondern dreht beim Abstellen des Motors oder beim Aufhören des Handantriebes die Welle unter Überwindung des Reibungswiderstandes der Sperrscheibe, ohne die Kupplung zu lüften, zurück und sinkt beschleunigt nieder, wenn nicht eine zweite besondere Stoppbremse das Triebwerk festhält. Noch ungünstiger gestaltet sich die Sachlage während der Senkperiode, weil der Reibungskoeffizient der Bewegung kleiner als der der Ruhe ist und die Kupplung hier nicht nur die Wirkung der statischen Last, sondern auch die Massenenergie zu vernichten hat. \*)

\*) Die Sperrbremse von Weismüller und Kruse, S. 289, enthält die Weston'sche Klemmbremse nicht, sondern nimmt das Lastritzel beim Aufwinden unmittelbar durch

Derartige gefahrvolle Zustandsänderungen können auch bei sonst richtig gewählten Verhältnissen ganz unerwartet erst im Laufe des Betriebes auftreten und zwar durch unzureichende Schmierung oder Verschmutzen der Druckschraube, deren erhöhte Eigenwiderstände den Klemmdruck der Kupplung herabsetzen, wie durch überreiches Schmieren der Bremsflächen.

Ein häufig wiederkehrender Konstruktionsfehler liegt in der ungenügenden rechnerischen Berücksichtigung der passiven Widerstände der Spannschraube und der dadurch überschätzten Druckwirkung, sowie in ungünstiger Erhöhung dieser Widerstände durch unvortheilhafte Vertheilung der Bremskräfte.

Platzmangel oder sonstige Anforderungen an gedrängte Konstruktion beschränken meist die Grösse der Bremsscheiben und drängen daher zu starker Kraftübersetzung im Spannwerk, um bei einem bestimmten Grenzdurchmesser der Scheiben das erforderliche Reibungsmoment, soweit es die zulässige spezifische Pressung gestattet, durch höheren Druck zu erreichen. Die Wahl von Spannschrauben mit geringer Steigung zu diesem Zweck ist aber wegen des kleinen Wirkungsgrades derartiger selbsthemmender Schrauben und der Gefahr einer bis zum Festklemmen gesteigerten Druckwirkung möglichst zu vermeiden und leichtes Spiel des Spannwerkes eine der Grundbedingungen zuverlässiger Wirkung. Man hat deshalb die Zwischenvorlege der Winde und die Reibungswiderstände der Bremsflächen so zu wählen, dass die Umfangskraft in der Bremse noch durch steilgängiges Gewinde erreicht wird.

Von den auf beiden Seiten der Sperrscheibe *a*, Fig. 235, S. 286, erzeugten Bremsmomenten, deren Summe zum Festhalten der schwebenden Last und zum zwangläufigen Senken nutzbar gemacht wird, wirkt beim Anheben der Last das Reibungsmoment auf der Ritzelseite beim Schliessen der Kupplung auch schon als Widerstand auf die Druckschraube, weil das Ritzel aus der anfänglichen Ruhelage gegen die benachbarte Sperrscheibe eine relative Drehung unter zunehmender Flächenpressung ausführt, bis alle Kupplungstheile mit gemeinsamer Geschwindigkeit umlaufen. Eine Verkleinerung der Reibfläche auf dieser Seite und Schmierung derselben schwächt daher bis zu gewissen Grenzen nicht die gesammte Kupplungskraft ab, sondern steigert sie sogar durch den höheren Wirkungsgrad des Spannwerkes und den dadurch gewonnenen stärkeren Druck zwischen der Sperrscheibe *a* und der Wellenscheibe *c* auf der anderen Seite und zwar um so mehr, je grösser hier der Durchmesser und der Reibungskoeffizient der Bremsfläche ist, deren Umfangskraft die Belastungsfähigkeit der Bremse wesentlich beeinflusst. Selbstverständlich muss für die Ritzelbremsfläche aber die Bedingung 270, S. 283, erfüllt bleiben. Hiernach ist die in Fig. 235 gewählte gleiche Grösse der Reibscheiben zu beiden Seiten der Sperrscheibe als unvortheilhaft zu bezeichnen.

Von einschneidender Wichtigkeit ist ferner das Verhalten der Bremsen unter dem Rücktrieb des Motors. Bei mangelhaftem Lüftspiel wird der Motor, der beim Senken nur die geringfügige Lüftarbeit leisten soll, unzulässig belastet und verbraucht unter Umständen sogar zum Senken der Last mehr Energie als zum Heben.

Im ersten Augenblick des Rücklaufs muss die vom Motor angetriebene Welle den Reibungswiderstand zwischen der Wellenscheibe *c* und der Sperrscheibe *a* überwinden und wird dabei von der schwebenden Last um so mehr unterstützt, je kleiner der Lastantheil ist, der bereits durch den Reibungs-

---

Klauen mit. Das Bestreben der Last, selbstthätig zurückzusinken, schaltet erst beim Anhalten oder beim Rücklauf das Bremssperrwerk ein, so dass auch hier bei knapp gewählten Verhältnissen die Zuverlässigkeit der vom Reibungskoeffizienten abhängigen Wirkung mindestens so, wie beim Weston'schen Klemmgesperre in Frage gestellt ist.

schluss zwischen Ritzel und Sperrscheibe abgefangen wird. Auch hier erweist sich also die ungleiche Vertheilung der Reibungswiderstände nicht als Nachtheil. Durch den Reibungschluss an der Sperrscheibe wird das Ritzel gehindert an der Wellendrehung theilzunehmen, so lange die Kupplung noch geschlossen bleibt und wird daher sofort achsial zurückgeschraubt, den Motor nur mit den passiven Widerständen des Wellengewindes belastend. Das freigegebene Windtriebwerk wird wegen der Trägheitswiderstände seiner Massen durch den Lastzug erst allmählich beschleunigt und vermittelt durch Abstützen des Ritzels das weitere Lüften der Bremse, bis mit dem Voreilen der Last die rückläufige Schaltung des Spannwerkes und der erneute Schluss der Bremse erfolgt.

Die Zeit vom Beginn der Bremsung bis zum Wiederlüften durch den vollkommenen Kupplungschluss ist von dem Überschuss der im Windtriebwerk auftretenden Beschleunigungskraft über die passiven Widerstände des Spannwerkes und von der Gewindesteigung abhängig und um so grösser, je grösser diese Widerstände und je kleiner die Schraubensteigung und der Überschuss der Schliesskraft sind. Auch für die Senkperiode wirken also selbsthemmende Spannschrauben und grosse Reibflächen zwischen Ritzel und Sperrscheibe nachtheilig, denn die hier auftretenden Widerstände werden zwar durch die sinkende Last selbstthätig überwunden, bis der volle Bremsschluss eintritt, aber gleichzeitig belastet auch die Reibung zwischen Sperrrad und Wellenscheibe den Motor. Je langsamer sich der Kupplungschluss vollzieht, um so leichter tritt innerhalb gewisser Lastgrenzen Gleichgewicht zwischen Lastwirkung und Spannwerkswiderständen ein, der dann die Bremse in nur theilweise geöffnetem Zustande dauernd an der Wellenscheibe weiter kraftverzehrend wirken lässt. Hieraus erklären sich die unliebsamen Arbeitsverluste von Senksperrbremsen mit grossen Ritzelreibflächen und schwergängigen Spannschrauben. Je leichter und feinfühlicher das Ritzel den Schalllauf ausführt, um so kürzer sind die Perioden des Bremsspiels. Der kurzdauernde Bremsschluss mit sofortigem Wiederlüften belastet den Motor erheblich weniger, weil die kurzen Hemmungen wesentlich durch seine Massenenergie überwunden werden.

Schliesslich ist die Aufmerksamkeit noch auf die starre Begrenzung des Ritzellüftweges durch Wellenbunde oder Stellringe  $p$ , Fig. 235, S. 286, zu lenken, weil hier bei träge anlaufenden Winden das Ritzel mit kräftigem Seitendruck gegen den Ring anprallt und daher gelegentlich durch sein Gewinde derart in der äussersten Lüftstellung festgeklemmt werden kann, dass es nicht wieder zurückschaltet. Dann bleibt die Sperrbremse ganz ausgeschaltet. Dieser Missstand lässt sich, wie einige der behandelten Beispiele zeigen, leicht durch Klauen oder ähnliche, ganz ohne Klemmung wirkende Anschläge beseitigen, die ausserdem als geeignete Mitnehmer auf das Windtriebwerk wirken, den Rücklauf schon im Beginn des Motorlaufes innerhalb einer halben Wellendrehung sofort nach dem Lüften der Bremse zwangsläufig vermitteln und die Trägheit der Massenwiderstände gefahrlos überwinden.\*) Auf den Schutz gegen Versagen des Sperrklinkeneingriffs durch Anwendung doppelter Klinken mit versetztem Eingriff ist schon früher hingewiesen.

Übereinstimmend mit dem Hauptergebniss der vorstehenden Kritik zeigen Versuche mit Sperrbremsen der in Fig. 235 wiedergegebenen Bau-

\*) Siehe auch Senksperrbremse der Yale & Towne Mfg.-Co. Z. d. V. d. I. 1891, S. 1084, Fig. 3 u. 4. u. D.R.P. 91775 von Beck & Henkel, sowie D.R.P. 98427 von Bolzani. Als Senksperrbremsen mit Lüftspiel arbeiten ferner auch Hauptstrommotoren mit magnetischen Lüftbremsen im Hauptstromkreis, Band 2, S. 188, und zwar, wie dort nachgewiesen, im Gegensatz zum Regeln der Senkgeschwindigkeit durch Bremsschaltung der Motoren selbst, mit unwirtschaftlichem Stromverbrauch.

art, dass sie am leichtesten versagen, wenn Spannschraube und Ritzelscheibe wenig geölt sind, die Wellenscheibe dagegen am Sperrrad reichlich in Fett läuft.

Hiernach gelangt man zu folgenden Konstruktionsregeln:

1. Die Druckschraube ist stets, wie auch meist üblich, steilgängig auszuführen, aber auch mit einer selbständigen und leicht zu bedienenden Schmiervorrichtung zu versehen, indem man vom Wellenkopf aus mit einer Staufferbüchse durch eine Centralbohrung mit radialen Ausmündungskanälen Fett zwischen die Gewindgänge presst.
2. Der Durchmesser der Ritzelreibfläche am Sperrrade ist unter Beachtung der Beziehung 270, S. 283, verhältnissmässig klein zu halten und die Fläche selbst zu schmieren, um den Wirkungsgrad und nutzbaren Druck der Spannschraube möglichst wenig zu beeinträchtigen;
3. der Durchmesser der Wellenscheibe und der zugehörigen Sperrradfläche sind reichlich gross zu wählen. Soweit die spezifische Pressung und das Material es zulässt, ist zur weiteren Erhöhung des Reibungsmomentes hier die Schmierung ganz zu unterlassen und für den Trockenlauf eine der beiden Scheiben mit einem Kupfer- oder Messingring auszurüsten.
4. Statt der Stellringe oder Wellenbunde zur starren Begrenzung des Lüftweges verdienen Klauen oder ähnliche Anschläge, welche sich unter dem Schraubendruck des Ritzels nicht festklemmen können, den Vorzug.
5. Der Sperrklinkeneingriff ist durch Anwendung doppelter Klinken mit versetztem Eingriff zu sichern.

Wirtschaftlich sind die Bremssteuerungen der zum Lastsenken als Generatoren geschalteten Hauptstrommotoren — siehe Bd. 2, S. 166 u. S. 292 u. f. — auch den besten mechanischen Senksperrbremsen mit Lüftspiel überlegen. Nur der Umstand, dass sie durch die Art ihrer Steuerung, in Verbindung mit Stromstössen zum Senken leichter Lasten, die Gefahr des Durchgehens nicht vollkommen ausschliessen, erhält den lebhaften Wettbewerb zwischen den beiden grundsätzlich verschiedenen Bremsarten aufrecht und spaltet die Krahningenieure in bezug auf diese Frage in zwei Parteien.

#### Senksperrbremse der Shaw Electric Crane Co. in Muskegon Mich. U.S.A. \*)

Die Weston'schen Klemmbremsen ersetzt die Shaw Electric Crane Co. durch eine Spiralfederkupplung, Fig. 243 bis 250, S. 298, und umgeht damit alle in der vorstehenden Kritik dargelegten Schwierigkeiten.

Auf dem Wellenkopf des obersten Stirnrädervorgeleges des Motors ist die Trommel *a*, Fig. 243, und ihr gegenüber auf dem Kopf der anschliessenden Welle für die weiteren Vorgelege die Mitnehmerscheibe aufgekeilt. Beide haben gleichen Durchmesser und werden von einer 4,5 mm dicken und 25 mm breiten, genau passend ausgedrehten Messingspiralfeder ohne Spannung umschlungen, die am einen Ende mit der Trommel *a*, am anderen mit der Scheibe *b* durch Schrauben fest verbunden ist und sich ausserdem mit ihren abgeschrägten Enden noch gegen schwalbenschwanzförmig in die Gusskörper eingelassene Stahlwiderlager *f*, Fig. 248, abstützt. Ein lose auf den gleichachsigen Wellen angeordneter Hohlzylinder *c* umschliesst das Ganze als Kupplungshäuser und ist am linken Ende mit Sperrzähnen ausgerüstet, in die ein selbstthätig gesteuertes geräuschloses Klinkenpaar,

\*) Aus der Abhandlung des Verfassers: „Kritik der neueren Senksperrbremsen für Krahne“, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1124, entnommen.

gegeneinander um halbe Theilung versetzt, eingreift und den Gehäuse-  
rücklauf abstützt.

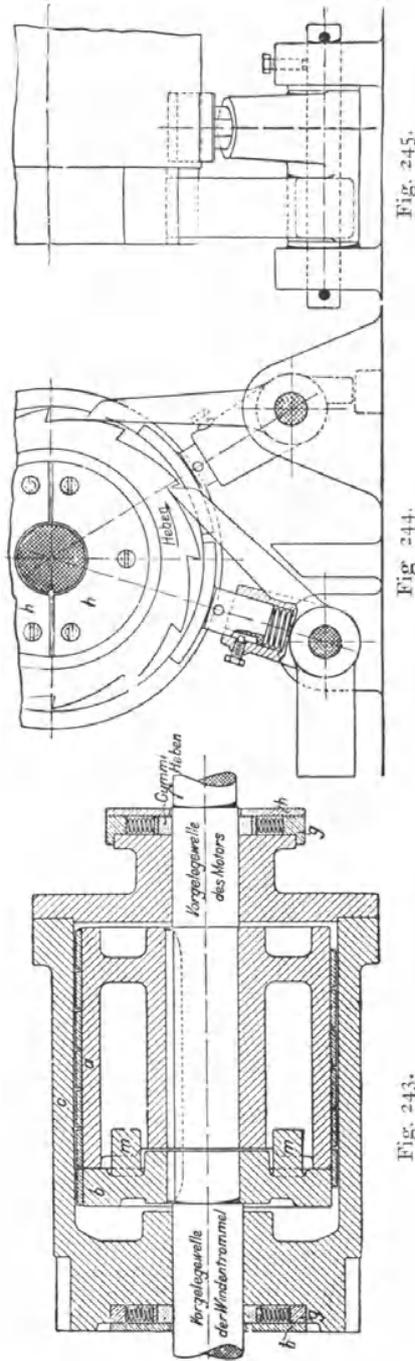


Fig. 243.

Fig. 244.

Fig. 245.

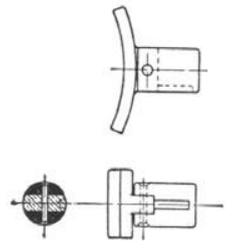


Fig. 250.

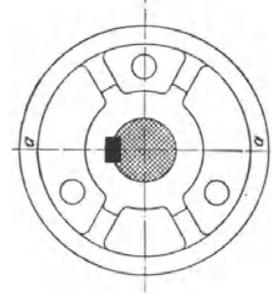


Fig. 249.

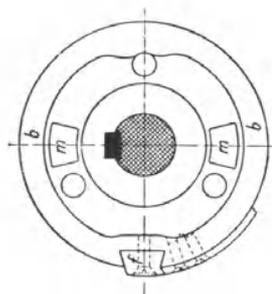


Fig. 248.

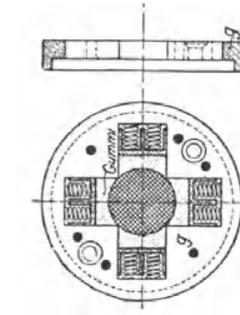


Fig. 246.

Fig. 247.

Beim Antreiben der Winde zum Heben wird die Spiralfeder nach aussen gegen die innere Gehäusefläche gedrängt, kuppelt sich durch Reibschluss mit dem Cylinder *c*, pflanzt gleichzeitig die vom Motor am einen Federende aufgenommene Umfangskraft in ihren Windungen als

Tangentialdruck fort und treibt so die Ritzelwelle unmittelbar durch die Mitnehmerscheibe  $b$  an. Das Gehäuse beschränkt hierbei zunächst nur die Ausweichgrenze der Feder.

Beim Abstellen des Motors bleibt die Federspannung und damit der Kupplungschluss unverändert bestehen; denn der Lastzug wirkt in gleicher Weise fort, und bei der Grösse des Umspannungswinkels der sechsfachen Umschlingung genügt ein sehr geringer, vom ruhenden Motor und den Reibungswiderständen seines Vorgeleges ausgeübter Gegendruck um die Anpressung der Feder aufrecht zu erhalten und damit die schwebende Last an den Sperrklinken der Kupplungstrommel abzustützen.

Durch Umsteuern des Motors wird die Spiralfeder auf ihr inneres Widerlager zusammengezogen oder der Reibungschluss am Gehäuse wenigstens soweit vermindert, dass sich der Rücktrieb auf die Windentrommel fortpflanzen kann. Der hierbei vom Motor aus in den Federwindungen ausgeübte tangential Zug treibt die Last sofort mit der vollen vom Motor abhängigen Geschwindigkeit abwärts, ohne die Selbstbeschleunigung des Triebwerkes durch die freigegebene Last abzuwarten, und sichert daher auch unter allen Umständen das zwangsläufige Senken des leeren Hakens; aber sobald die Last vorzueilen sucht, schliesst sich auch hier die Kupplung durch Spannen der Feder im Sinne der Sperrbremswirkung.

Die Intensität des Reibungsschlusses und der Bremswirkung und damit die erforderlichen Abmessungen entziehen sich einer zuverlässigen rechnerischen Bestimmung, weil erhebliche und sehr verwickelte Spannungen in dem gewundenen Federbande auftreten und keine unmittelbare Übertragung der einfachen Bremsbandgleichungen zulassen, die sich unter der Annahme eines vollkommen schmiegsamen Bandes aus den Gesetzen der Mechanik ergeben. Die Bemessung der Konstruktion muss also auf Grund von Versuchen und Erfahrungen an ausgeführten Anlagen vorgenommen werden. Die Biegungs- und Torsionsspannungen, welche neben den Zug- oder Druckkräften in der Feder auftreten, werden durch den geringen Spielraum begrenzt, der bei 1 mm Durchmesserunterschied zwischen dem äusseren Federumfang im ungespannten Zustande und der inneren Gehäusefläche eine Bewegung der Feder in radialer Richtung um nur 0,5 mm zulässt. Aber selbst im Falle einer durch Verschleiss bis zur Bruchwirkung gesteigerten Beanspruchung, die nach den bisherigen mehrjährigen Betriebserfahrungen mit zahlreichen Shaw-Krahnen in den Werkstätten der Werkzeugmaschinenfabrik von Ludw. Loewe & Co. A.-G. in Berlin nicht zu befürchten ist, geht wenigstens der Zusammenhang zwischen der Motor- und der Windentrommelwelle in der zerstörten Bremskupplung nicht verloren, weil die Mitnehmerscheibe  $b$  mit zwei angegossenen Knaggen  $m$  unter ausreichendem Spiel für die regelrechte relative Verdrehung gegen die Trommel  $a$  zwischen die Trommelspeichen fasst, vergl. Fig. 243, 248 und 249, und dann die Bremsfederkupplung in eine einfache Klauenkupplung verwandelt.

Die hochgewundene Last wird unter solchen Umständen beim Abstellen des Motors durch die gleichzeitig einfallende elektromagnetische Stoppbremse, welche zum pünktlichen Anhalten der Last auch sonst bei elektrischem Betrieb eingeschaltet zu werden pflegt und grössere Sicherheit als mechanisch bethätigte Haltbremsen bietet, schwebend festgehalten. Nur beim Senken wäre, falls Hauptstrommotoren vorhanden sind, nach dem Bruch der Kuppelfeder ein stark beschleunigter Lastniedergang zu befürchten. Da aber der Kranführer auch bei regelrechtem Betriebszustand die Last stets mit dem Steuerhebel in der Hand verfolgen muss und durch den Anlasswiderstand und die Stoppbremse die Geschwindigkeiten vollständig regeln und unterbrechen kann, ist auch selbst in diesem Gefahrfall bei aufmerksamer Bedienung die Konstruktion noch hinreichend betriebsicher.

Der Umstand, dass, wie bei einigen älteren Sperrbremskonstruktionen, so auch hier das zum Festhalten der Last erforderliche Reibungsmoment erst beim Schweben oder Senken derselben zur Geltung kommt, hat deshalb keine Bedenken, weil das Kupplungsgehäuse, zum Schutz gegen Federverschleiss und unzulässige Wärmeerzeugung durch die Bremsreibung, ganz mit Öl gefüllt wird, also die Konstruktion von vornherein die reichlichste Schmierung benutzt und dafür geprüft wird, während die bisher beschriebenen Senksperrbremsen und andere ähnliche im regelrechten Betriebe mit mässiger Schmierung arbeiten, für diese Verhältnisse entworfen werden und bei übermässiger Schmierung versagen.

Der kräftige Reibungschluss der mehrfachen Bandwindungen bildet in der amerikanischen Konstruktion einen sehr wirksamen Ausgleich für den aufs äusserste herabgesetzten Reibungskoeffizienten und beschränkt die erforderlichen Gesamtabmessungen in der günstigsten Weise.

Nachlässige Wartung der Shaw'schen Bremse, d. h. verspätetes Ergänzen der durch Sickerverluste verminderten Ölfüllung, könnte höchstens den Reibungschluss und das Warmlaufen der Kupplung erhöhen, aber auch das nur in sehr beschränktem Masse, weil das Öl nur in Wellenhöhe durch schadhafte Stopfbüchsendichtung entweichen kann und die Trommel daher mindestens bis zur Wellenhöhe, d. h. nahezu bis zur Hälfte, dauernd gefüllt bleibt.

Die Öltrommel wird gegen die Welle durch Rothgusscheiben *g*, Fig. 243, 246 und 247, abgedichtet, die mit zwei versenkten Kopfschrauben an der Nabenstirnfläche festgehalten werden und in ihrem kreuzförmigen Ausschnitt vier sich an der Welle vereinigende Gummisegmente aufnehmen, die durch messingene Unterlagen mittelst paarweise eingesetzter Spiralfedern angepresst werden. Den Deckelverschluss dieser Stopfbüchsen bilden zweitheilige Ringplatten aus Rothguss mit ebenfalls versenkten Kopfschrauben.

Fig. 250 stellt die Verbindung der Mitnehmerschuhe für die Klinken mit ihrem Druckstempel dar, der in einem cylindrischen Topf der Klinkenarme, wie Fig. 244 zeigt, durch eine Spiralfeder nach oben gepresst wird.

Die Zeichnungen gehören zu einer 5 t-Krahnkatze, Taf. 61, deren Bremswelle mit einer Stirnräderübersetzung des Motors von 1:2, bei 400 minutlichen Motorumläufen, 200 Umdrehungen macht und dabei während des Hebens bis zu 9 PS überträgt.

Die Einfachheit, die auffallend kleine Grösse und kleine Masse der amerikanischen Senkbremse von 350 mm Länge und 200 mm äusserem Trommeldurchmesser bilden sowohl hinsichtlich des Platzbedarfes wie der Trägheitskräfte beachtenswerthe Vorzüge, die auch noch für schwere Krane bestehen bleiben, wofür die gleiche Konstruktion benutzt wird. Die unmittelbare Einwirkung des Motors auf die Last beim Senken und Heben entspricht den Anforderungen des Schnellbetriebes, das radiale Anpressen und Lüften der Kuppelfeder, sowie schliesslich das volle Ölbad verhindern Klemmungen und stossweises Arbeiten, so dass die Bremse beim Spielwechsel dauernd sanft läuft. Der Verschleiss ist sehr gering und eine Belastung des Motors durch Lüftarbeit der Bremskupplung in der Senkperiode ausgeschlossen.

Den Vorzügen der sehr beachtenswerthen Konstruktion steht nur bei Verwendung von Hauptstrommotoren der mangelnde Schutz gegen Durchgehen des Motors beim Senken nicht von selbst ablaufender Lasten mit Stromstoss gegenüber.

#### e. Schlussbetrachtungen über Bremsen.

Aus den vorstehenden Betrachtungen lassen sich folgende allgemeine Ergebnisse zusammenstellen. Der wesentliche Vorthiel der gewöhnlichen

Handbremsen, durch mehr oder minder starkes Andrücken oder Lüften die Senkgeschwindigkeit zum flotten Arbeiten innerhalb weiter Grenzen verändern zu können, ist andererseits mit der Gefahr verbunden, dass die Last bei fahrlässigem Senken frei stürzt und durch nachträgliches plötzliches Hemmen Seil-, Ketten- und Maschinenbrüche veranlasst. Dazu kommt bei frei umlaufenden Kurbeln die weitere Gefahr der Verletzungen durch Kurbeldeformationen. Man findet daher sogar vorhandene Handbremsen zum Theil im Betriebe gar nicht benutzt und bei wechselnden Bedienungsmannschaften hie und da ausdrückliche Vorschriften, die das Senken von Lasten nur durch Zurückkurbeln gestatten. Die Bedienung der Bremsen ist um so schwieriger, je mehr die Bremskraft bei veränderlichem Reibungswiderstand schwankt und schroffem Wechsel unterworfen ist. In dieser Beziehung verhalten sich Differentialbandbremsen am ungünstigsten und sollten daher hauptsächlich nur zum Festhalten der Last, nicht zum Regeln der Senkgeschwindigkeit benutzt werden.

Die freie Bedienung der Bremsen durch Hand- oder Fusshebel setzt voraus, dass der Arbeiter wie bei Hafenkranen den Lastweg von seinem Standort ungehindert überblicken kann.

In den meisten Fällen sind Windentriebwerke nur in einer Umlaufrichtung zu bremsen. Hierfür eignen sich in erster Linie Sperrradbremsen, weil sie die gehobene Last bis zum Lüften des Spannwerkes jederzeit selbstthätig abstützen.

Die Sperrradbremsen ermöglichen für Winden mit gewöhnlichem Räderwerk den Antrieb durch offenen Riemen mit fester und loser Scheibe ohne gekreuzten Riemen für den Rücklauf. Der Antrieb kann jederzeit durch Überführen des Riemens auf die lose Scheibe unterbrochen werden, weil die Last durch die Sperrradbremse am Zurücksinken gehindert ist. Das Lastsenken erfolgt, während der Riemen auf der losen Scheibe läuft, durch Lüften der Bremse. Aufsteigende Lasten bleiben beim Abfallen oder Reißen des Treibriemens ungefährdet in der Schwebe hängen und lassen sich mit der Bremse zurücksenken.

Für elektromagnetische Haltbremsen gewähren sie den Vortheil, dass ihr Solenoid zum Lüften nur während der Senkperiode erregt zu werden braucht, und sie verhindern ausserdem, dass beim Anheben von Lasten aus der Schwebelage der auf Hub angesteuerte Elektromotor im Widerstreit mit der Steuerung, bis zur vollen Erregung anfangs durch die Last zurückgedreht werden kann.

Die Sicherheitskurbeln, welche in ihren verschiedenen Konstruktionsformen im wesentlichen eine Verschmelzung der Kurbel oder des Haspelrades mit dem Bremswerk durch eine Reibungskupplung darstellen und dabei die Eigenschaften der Sperrradbremsen besitzen, vereinfachen besonders für hochliegende Winden die Bedienung, weil Kurbel oder Haspelrad hier gleichzeitig den Bremshebel bilden, und sie beseitigen die Gefahr der Kurbelschläge. Inbezug auf die Betriebsicherheit beim Lastsenken sind sie ebenso, wie die gewöhnlichen Handbremsen, von der Sorgfalt des Arbeiters abhängig und erfordern in dieser Hinsicht zum Theil sogar noch erhöhte Aufmerksamkeit, weil bei einzelnen Anordnungen der Übergang vom vollständigen Sperren zum vollständigen Lüften innerhalb eines sehr kleinen Spielraumes erfolgt. Man wendet sie daher vielfach nur in Verbindung mit Schleuderbremsen an, die dann für die eigentliche Senkperiode als selbstthätige Geschwindigkeitsregler wirken. Ferner ist zu beachten, dass bei ausrückbaren Vorgelegen, statt der eigentlichen Sicherheitskurbeln nur besondere Lüftbremsen benutzt werden können, wie die Konstruktionen von Gauhe, S. 254, oder Stuckenholz, S. 255.

Die Eigenschaft der Sicherheitskurbeln, durch beschränktes Zurückdrehen

der Kurbel eine Reibkupplung so weit zu lüften, dass die Last gebremst oder ganz frei niedergehen kann, setzt, wie früher hervorgehoben, voraus, dass im übrigen das Eigengewicht der Last oder des leeren Hakens ausreicht, um das Windtriebwerk rückwärts in Bewegung zu setzen, und schliesst die Anwendung solcher Sicherheitskurbeln aus, wo dies nicht der Fall ist, also im allgemeinen bei allen schweren Winden mit mehrfachen Vorgelegen.

Die Senksperrbremsen Dubois-Weston'scher Bauart verlangen dagegen zum Senken der Last dauerndes Zurückkurbeln, um die sich durch die voreilende Last selbstthätig schliessende Sperrreibkupplung immer aufs neue wieder in wechselndem Spiel zu lüften. Die hierdurch an sich gebotene Sicherheit gegen Laststurz ist andererseits für Handbetrieb mit störendem Zeitverlust und unwirtschaftlicher Arbeitsleistung verbunden. Will man daher für Handbetrieb schwere Lasten selbstthätig mit Sicherheitskurbeln senken, andererseits aber auch die Möglichkeit sicherstellen, nicht von selbst niedergehende leichte Lasten und den leeren Haken zwangsläufig senken zu können, so bietet die Verbindung beider Bremsarten eine Lösung der Aufgabe.

Dieser Weg ist u. a. von Julius Wolff in Heilbronn in seinem D. R. P. 98 004 in der Weise betreten, dass er das Antriebritzel lose auf die Kurbelwelle setzt und auf der der Kurbel zugewendeten Nabenverlängerung zunächst frei drehbar eine lose Sperrzahnscheibe anordnet, davor ebenfalls noch auf dem weiter abgesetzten Nabenkopf eine einfache glatte Scheibe, diese aber durch Feder und Nuth mit der Radnabe auf Drehung kuppelt und nur achsial verschiebbar lässt. Davor setzt er eine zweite Sperrzahnscheibe mit Muttergewinde in der Nabe auf Flachgewinde der Kurbelwelle als Schlusscheibe der ganzen Konstruktion derart, dass diese durch Knaggeeingriff am Gehäuse mit wenig Drehspiel beim Antreiben der Kurbel zum Lastaufwinden den ganzen Scheibensatz als Lamellenkupplung schliesst und die aufgewundene Last an den Sperrklinken abstützt. Zum freien oder gebremsten Senken selbstthätig niedergehender Lasten, wird die Kurbel in üblicher Weise, wie sonst bei gewöhnlichen Sicherheitskurbeln bei eingreifender Klinke in die Schlusscheibe zurückgedrückt, um die Bremskupplung zu lüften. Für Lasten, die nicht von selbst niedergehen, ist die äussere Sperrklinke aus der Schlusscheibe der Kupplung auszulegen, um die ganze Anordnung als Senksperrbremse mit ständigem Rücktrieb der Kurbel in Thätigkeit setzen zu können.

Eine andere Lösung der Aufgabe bietet die S. 255 besprochene Konstruktion von Stuckenholz.

Für Winden mit wechselnder Bremsrichtung, wie z. B. bei Aufzügen mit theilweisem Ausgleich der Nutzlast durch Gegengewichte, überträgt man meist dem Motor die Regulirung der Auf- und Niederfahrtgeschwindigkeit, d. h. verwendet Nebenschluss- oder Drehstrommotoren mit nahezu konstanter, von der Last fast unabhängiger Umlaufzahl und benutzt mechanische oder elektromagnetische Bremsen, die mit dem Abstellen des Motors einfallen, nur zum raschen Anhalten und Festhalten der Förderlast.

Zwangsläufig kann die Senkgeschwindigkeit nur durch selbstthätige Bremsen geregelt werden, in soweit nicht etwa der Motor selbst diese Aufgabe durch die Eigenschaft nahezu unveränderlicher Umlaufzahl übernimmt.

Die selbstthätige Bremsung wird mechanisch ohne jeden überflüssigen Kraftverbrauch durch die Schleuderbremsen bewirkt, aber die störende Eigenschaft, dass sie die Grenzlast mit der grössten Geschwindigkeit senken, kleine Lasten und vor allem leere Haken dagegen nur schleichend niedergehen lassen, beschränkt ihre Anwendbarkeit. Für Schnellbetrieb, der

selbstverständlich ausser raschem Heben auch rasches Senken verlangt und die Motoren am günstigsten ausnutzt, wenn die Arbeitsgeschwindigkeit für kleine Lasten entsprechend gesteigert wird, kommen sie nur ausnahmsweise in Betracht, wenn für die verschiedenen Geschwindigkeiten auswechselbare mechanische Triebwerke, je mit passender Schleuderbremse, vorhanden sind. Sie erfordern im übrigen zum Festhalten der Last stets noch eine besondere Stoppbremse.

An ihre Stelle sind im lebhaften Krahnbetrieb die selbstthätigen Senksperrbremsen mit Lüftspiel getreten, welche die Senkgeschwindigkeit von der Lastgrösse unabhängig machen und durch den Motor regeln, der dabei auch zum Senken in Thätigkeit gesetzt wird. Diese Bremsen vereinigen in sich die Eigenschaften der Geschwindigkeits- und Stoppbremsen, indem sie beim Aufhören des Motorantriebes die schwebende Last frei schwebend festhalten. Sie erhöhen also bei zuverlässiger Ausführung die Betriebssicherheit wesentlich und lassen sich auch für wechselnde Bremsrichtung ausführen. Für Handbetrieb und kurze Hubhöhen, Bedingungen, die sich u. a. bei Flaschenzügen und selten benutzten Laufkatzen finden, haben die einfachen Drucklagerbremsen, welche beim Lastsenken dauernd ohne Lüftspiel geschlossen bleiben, wegen ihrer gedrängten Bauart weite Verbreitung gefunden.

Für lebhaften Betrieb mit Motoren eignen sie sich dagegen wegen zu rascher Erwärmung und des dann nothwendig werdenden starken Bremsüberschusses nicht. Nur die ganz eigenartige Bauart von Wahlström, S. 279, liefert eine Ausführungsform, die sich für lebhaften Betrieb in schweren Kränen gut eignet und den Senksperrbremsen mit Lüftspiel sowohl hinsichtlich der Lebensdauer, geringen Erwärmung und beschränkten Grösse des Energieverbrauches durchaus ebenbürtig, hinsichtlich der einfachen Herstellung und Überwachung im Betrieb aber im allgemeinen überlegen ist.

Zu den mechanischen Bremsen, denen auch die elektrisch gesteuerten, magnetischen Lüftbremsen beizuzählen sind, gesellen sich mit wachsender Bedeutung die rein elektrischen mit der Ausnutzung der Elektromotoren als Bremsgeneratoren für die Senkperiode, welche in ihrer jetzigen vervollkommenen Herstellung den Vortheil weitgehender Geschwindigkeitsregulierung ohne Stromverbrauch aus dem Netz liefern, Hub- und Senksteuerung in einem Apparat mit einem gemeinsamen Steuerhebel vereinigen und hiermit auch die elektromagnetische Lüftbremse zum Stoppen und Festhalten der schwebenden Last, sowie sogenannte Nachlaufbremsung zum elektrischen Vernichten der Bewegungsenergie gehobener oder sinkender Lasten, geschwenkter oder fahrender Massen verbinden. Das umfassende und vielseitige Gebiet dieser elektrischen Bremsen ist im Abschnitt V des zweiten Bandes eingehend behandelt.

### **C. Ausgeführte Winden mit Räder- oder Schneckentriebwerk.**

Nach der bereits früher aufgestellten Eintheilung behandeln wir nachstehend

1. die Winden mit wagerechter Trommel,
  2. die Winden mit senkrechter Trommel,
- und schliesslich
3. die Zahnstangenwinden.

## 1. Winden mit wagerechter Trommel.

Winden mit wagerechter Trommel werden ausgeführt:

- a. als gewöhnliche Bock- und Konsolwinden,
- b. als Kippwinden,
- c. als fahrbare Winden,
- d. als Aufzüge,
- e. als Krahne,
- f. als Flaschenzüge.

### a. Bock- und Konsolwinden. — Dreibein.

Die Bockwinden haben ihren Namen von ihrem bockartigen Gestell. Sie finden hauptsächlich in Magazinen und auf Bauplätzen Verwendung und werden daher nicht selten auch als Magazin- oder Bauwinden bezeichnet. Daneben ist die Benennung Kabelwinde gebräuchlich, falls sie, wie vielfach, mit Seiltrommeln ausgerüstet sind, und auch der bergmännische Ausdruck „Haspelwinde“ oder kurz „Haspel“ wird ohne Rücksicht auf die Art des Antriebs auf sie angewendet. Das Bockgestell gestattet, die Winde auf jedem beliebigen Fussboden oder auf einer Gerüstplattform aufzustellen, und die Anwendung von Leitrollen macht den Aufstellungsort unabhängig von der Lastförderbahn.

Die Konsolwinden dienen denselben Zwecken, wie die Bockwinden und unterscheiden sich von diesen nur dadurch, dass ihr Maschinengerüst in Konsolform ausgeführt ist, um eine Befestigung an senkrechten Flächen, an Wänden, Säulen u. s. f. zu gestatten. Mit Rücksicht hierauf bezeichnet man die Konsolwinden auch wohl als Wandwinden.

Bisweilen werden Bock- und Konsolwinden benutzt, um Lasten mit Hilfe eines freistehenden Gerüsts, eines einfachen Dreibeins, vom Erdboden zum Verladen auf Transportfahrzeuge emporzuwinden, wobei die Winde entweder als Bockwinde getrennt aufgestellt oder auch als Konsolwinde am Dreibeingerüst selbst festgeschraubt werden kann.

In den meisten Fällen hängt in der Spitze des Dreibeins eine einfache Leitrolle; nur für grosse Lasten wird mit der Winde ein Flaschenzug vereinigt und statt der einfachen Leitrolle in die Spitze des Dreifusses eingehängt.

Die gewöhnlichen Dreibeine bestehen häufig nur aus roh zugerichteten Baumstämmen, die pyramidal zusammengestellt und in der Spitze durch einen Durchsteckbolzen verbunden sind.

Fig. 251 veranschaulicht die patentirte Gelenkverbindung von Gommert, D. R. P. 40 306, für Dreibeine mit eisernen Ständerfüssen, die leichtes Aufstellen und Auseinandernehmen des ganzen Gestells ermöglicht. Die Ständerfüsse erhalten unten eiserne Spitzen zum Schutz gegen Ausgleiten.

Hin und wieder werden hölzerne Dreibeine sogar auch nur mit einfachen hölzernen Wellbäumen und Druckspeichenrädern, statt mit eisernem Windenwerk ausgerüstet. Bei sorgfältigeren Ausführungen ist die Winde stets aus Eisen, und gleichzeitig werden auch die Köpfe der Gerüstbäume wenigstens durch eine eiserne Haube fest umschlossen, um sie möglichst zuverlässig miteinander zu verbinden.

Schwere Dreibeine zum Verladen grosser Stückgüter sind ganz aus Eisen herzustellen, wie die Ausführung von Charlier, Fig. 252, skizzenhaft andeutet. \*)

\*) Riedler, Skizzen.

Die einfachen Bock- und Konsolwinden bilden bezüglich der Anordnung des Triebwerks die Grundformen für alle anderen Winden mit Stirnräderwerk, und die Rechnungen, welche für die Konstruktion dieser

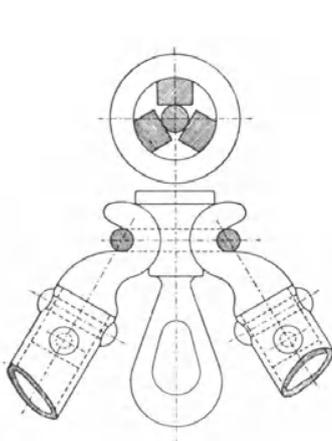


Fig. 251.

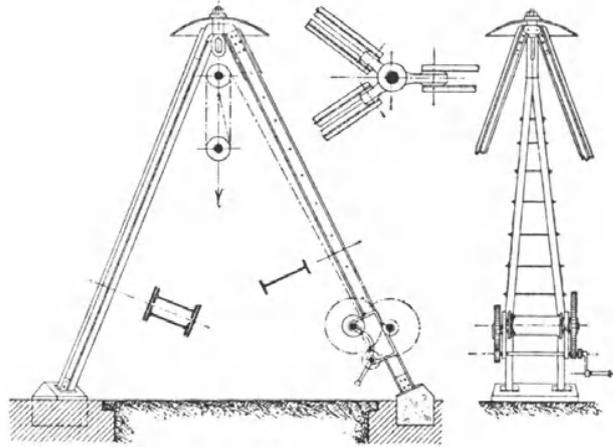


Fig. 252.

Winden durchzuführen sind, bleiben selbstverständlich unabhängig von der Gerüstform der Maschine, sind also für Krähne dieselben, wie für Bauwinden, falls nur das Trieb- und Bremswerk aus denselben Elementen zusammengesetzt ist.

**a. Winden mit Handbetrieb.**

**Hamburger Haspelwinde.**

Zu den einfachsten Bockwinden gehören die in Hamburger Speichern vielfach benutzten gewöhnlichen Haspelwinden, Fig. 9, Taf. 8, welche auch

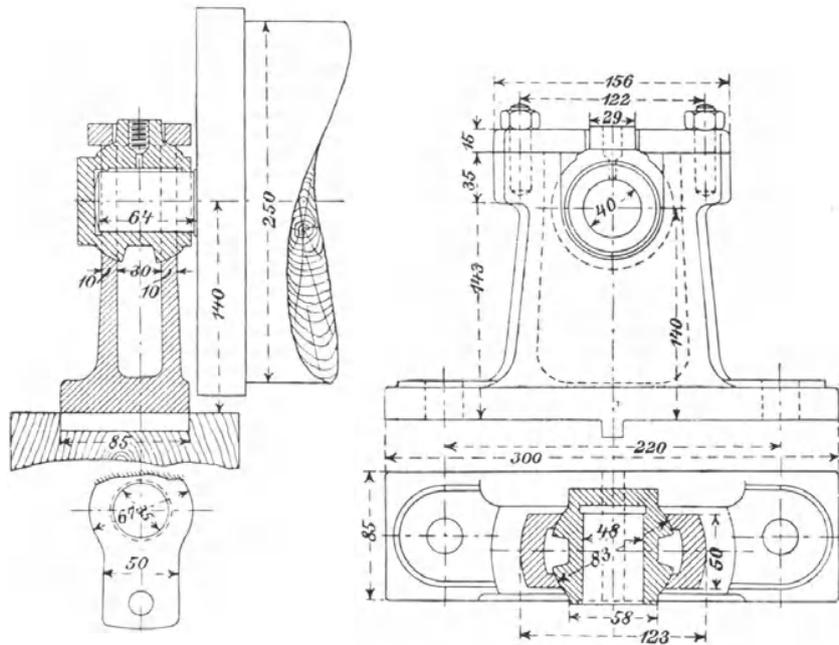


Fig. 253.

in den Freihafenspeichern zur gelegentlichen Aushilfe noch neben hydraulischen Winden aufgestellt sind. Der hölzerne Wellbaum trägt zwei grosse Haspelräder und dient zur Aufnahme von zwei Lastdrahtseilen für zwei gegenüberliegende Luken. Ein Kranz von Seilgabeln im Wellbaum selbst gestattet das Einlegen eines dritten, schwächeren Haspelseils zum schnellen Aufholen des leeren Lastkakens. Veränderungen in den Bockgestellen durch Schwinden oder Arbeiten des Holzes werden für die Trommelzapfen durch gelenkige Kugellagerung der Zapfenhülsen möglichst unschädlich gemacht. Die hierfür ausgebildete Lagerform ist Fig. 253, S. 305, zu entnehmen. Beim Senken schwerer Lasten pflegen die Arbeiter vielfach das Seil durch einen Knüppel zu bremsen, den sie in die Durchtrittsöffnung des Fussbodens einzwängen. Zum Schutz gegen den hierbei unvermeid-

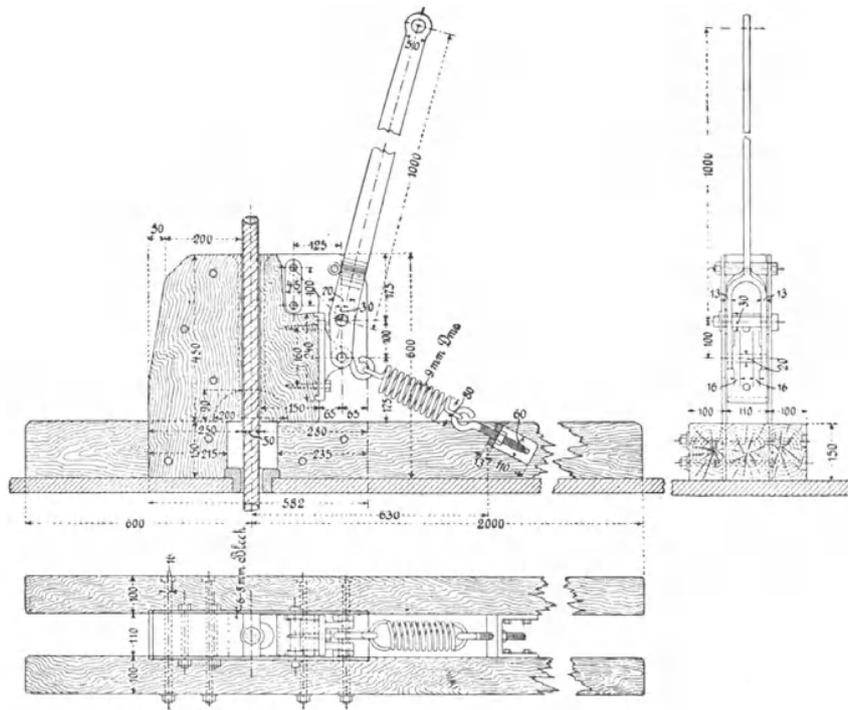


Fig. 254.

lichen starken Verschleiss sind von Lang besondere Seilbremsen entworfen und eingeführt, die aus einer festen, am Fussboden abgestützten Holzbacke, Fig. 254, von etwa 450 mm Höhe, und einer beweglichen Gegenbacke bestehen, zwischen denen das Seil durchläuft. Die bewegliche Backe wird durch ein Gelenkparallelogramm parallel angepresst. Der kurze Druckarm des Handhebels mit angeschlossener Lüftfeder bildet die eine Hängeschiene des Parallelogramms. Die ganze Bremse ist zwischen zwei Blechwangen eingebaut und der bewegliche Klotz so eingehängt, dass er sich gegen die Balkenauflage des Fussbodens abstützt. Nachträglich in die Holzbacken eingelassene gusseiserne Bremsfutter mit ausgeschliffener Rille haben die ursprünglich übermässige Erhitzung der Seile erfolgreich beseitigt. Statt dieser Konstruktion können selbstverständlich auch gewöhnliche Bremsen auf der Haspelwelle angeordnet werden.

**Bockwinde für 20 Ctr. Last von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.**

Figur 11 bis 13, Taf. 3, veranschaulichen eine Bockwinde von E. Becker, die mit Hanfseiltrommel und ausrückbarem Doppelvorgelege für 20 Ctr. Tragfähigkeit entworfen ist. Die Wellenzapfen laufen in den Lageraugen des mittelst dreier Spannstangen zusammengehaltenen gusseisernen Bockgestells. Die beiden verschiedenen Eingriffslagen der Triebwerke für die Benutzung des einfachen und des doppelten Vorgeleges sind bereits früher S. 150 u. f. eingehend besprochen. Ebenso ist die Wirkungsweise der Sperrradbremse *ML* auf der Zwischenvorgelegewelle, Fig. 12 und 13, schon in dem Kapitel über Bremsen, S. 250, klargelegt. Die Bremswelle dreht sich durch den ständigen Eingriff des Ritzels *B* in das Trommelzahnrad stets umgekehrt wie die Trommelwelle und bewahrt damit für das Lastsenken die erforderliche Umlaufrichtung ihrer Umlaufrichtung. Die Kurbelwelle ist als Sperrradbremse unbenutzbar, weil ihr Drehsinn beim Auswechseln der Vorgelege umgekehrt werden muss, damit die Wickelrichtung der Trommel unverändert bleibt.

**Berechnung des Zahnradwerks.**

Für 1000 kg als höchste Belastung der Winde genügt nach Tabelle S. 18 ein Hanfseil von 36 mm Dicke. Der zugehörige Trommeldurchmesser möge für die untere Grenze des Wickeldurchmessers von Seilmitte zu Seilmitte mit  $D \geq 7 \delta$  auf 240 mm beschränkt werden, um einen möglichst kleinen Lastarm zu erhalten.

Für den Antrieb sind zwei Arbeiter vorausgesetzt, die an zwei getrennten Stirnkurbeln auch bei längerer Arbeitsdauer je 15 kg Druck ausüben können. Die Kurbelarme wählen wir 370 mm lang.

Mit diesen Werthen folgt, abgesehen von den Kraftverlusten:

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Antriebsmoment}} = \frac{1000 (120 + 18)}{2 \cdot 15 \cdot 370} = \sim 12,5.$$

Die Winde erfordert hiernach doppeltes Vorgelege. Schätzen wir den Gütegrad der beiden Zahnradvorgelege nach den früher, S. 178, entwickelten Mittelwerthen zu je 0,93 und den Wirkungsgrad der Trommelwelle nach S. 138 im Hinblick auf den kleinen Trommelhalbmesser ebenfalls nur zu 0,93, so erhalten wir mit den gesammten Arbeitsverlusten

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Antriebsmoment}} = \frac{1000 \cdot 138}{0,93^3 \cdot 30 \cdot 370} = \sim 15,5.$$

Die Wichtigkeit möglichst einfacher Räderübersetzungen führt dazu, auf Kosten einer geringfügigen Erhöhung des Kurbeldrucks das Rechnungsergebniss 15,5 auf 15 abzurunden, um zwei Räderpaare mit den Übersetzungen 1:3 und 1:5 verwenden zu können. Allgemein bleibt für derartige Entwürfe zu beachten, dass auch die zu Grunde gelegten Werthe für Trommelhalbmesser und Kurbelarmlänge nur Mittelwerthe sind, und dass sich hier durch zweckentsprechendes Abändern der ersten Entwurfannahmen ein Ausweg findet, die wünschenswerthe Einfachheit und Zerlegbarkeit der Gesamtübersetzung der Vorgelege zu sichern.

Von den beiden Übersetzungen ist die stärkere 1:5 zwischen der Trommelwelle und der Bremswelle, die kleinere 1:3 zwischen der Bremswelle und der Kurbel anzuordnen.

Wählen wir für das Ritzel *B* 12 Zähne, so erhält das Trommelrad 60, und die zugehörige Theilung bestimmt sich nach S. 175 aus der Gleichung 182

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi z k} M}$$

mit den Werthen  $M = \frac{1000 \cdot 13,8}{0,93}$ ,  $z = 60$  und mit den Annahmen  $\psi = 2$  und  $k = 20$  zu  $t = 3,3$  cm.

Dem entspricht als Theilkreisdurchmesser für das Trommelrad

$$2R = \frac{zt}{\pi} = \frac{60 \cdot 3,3}{\pi} \sim 630 \text{ mm.}$$

Mit Rücksicht auf die Übersetzung 1:5 runden wir den Durchmesser auf 650 mm ab und erhalten dann für das eingreifende Ritzel *B* 130 mm Theil-

kreisdurchmesser. Aus diesen Werthen folgt rückwärts eine kleine Erhöhung der zugehörigen Theilung auf

$$t = 3,4 \text{ cm, bei rund } 7 \text{ cm Zahnbreite mit } \psi = \sim 2.$$

Das Räderpaar  $AC$  muss in der vorliegenden Konstruktion die Theilung des Trommelrades erhalten, da  $A$  beim Arbeiten mit einfachem Vorgelege, wie gezeichnet, in das Trommelrad eingerückt wird. Wählt man der Einfachheit halber für  $A$  dasselbe Modell wie für  $B$ , so erhält  $C$  im Hinblick auf das Übersetzungsverhältniss von  $A:C = 1:3$ , 36 Zähne, bei 390 mm Theilkreisdurchmesser und 34 mm Theilung.

Das einfache Vorgelege genügt für Lasten bis zu einem Drittel der vollen Windenstärke und ermöglicht bequem noch das Aufwinden von 7 Ctr., weil die Eigenwiderstände des Zwischenvorgeleges ausscheiden, der Gesamtwirkungsgrad also auf  $0,93^3$  steigt.

Ist in den Konstruktionsbedingungen die Lastgrenze für das einfache Vorgelege zu 8 bis 9 Ctr. vorgeschrieben, so würde dem unter Verzicht auf gleiche Modelle für  $A$  und  $B$  genügt werden können, indem man dem Rade  $A$  nur 10 Zähne giebt und dadurch für das einfache Vorgelege die Übersetzung zwischen der Kurbelwelle und der Trommelwelle auf  $1:6$  steigert, während  $B$  12 Zähne behält, und die Gesamtübersetzung des doppelten Vorgeleges  $1:15$  erhalten bleibt, sobald man für  $C$  30 Zähne annimmt.

Soll das einfache Vorgelege noch für die Hälfte der vollen Belastung ausreichen, so würden zweckentsprechend die Übersetzungen  $1:2 \times 1:7 = 1:14$  zu wählen sein. Die Erhöhung des Kurbeldruckes, die sich hieraus, im Vergleich zu dem bisher angenommenen Übersetzungsverhältniss  $1:15$  ergeben würde, wird beseitigt, sobald man gleichzeitig die Kurbelarme von 370 mm auf den noch zulässigen Werth 400 mm im Entwurf vergrössert.

Führen die allgemeinen Verhältnisse dazu, das Rad  $C$ , wie beispielsweise bei Krahnwinden, auf der anderen Gerüstseite in so grossem Abstände von  $A$  anzu bringen, dass dieses Ritzel nicht mehr abwechselnd in das Trommelrad oder in das Zwischenvorgelegerad  $C$  eingerückt werden kann, so ist zum Antrieb des doppelten Vorgeleges noch ein besonderes Ritzel  $A_1$  — in der Zeichnung nicht angedeutet — auf der Kurbelwelle ausser  $A$  anzuordnen, das ausschliesslich mit  $C$  zusammenarbeitet. Für diesen Fall erhalten dann auch die Räder  $A_1$  und  $C$  eine selbständige, ihrer Beanspruchung entsprechende Theilung, die, wie folgt, zu ermitteln wäre.

Das Moment, welches durch die Zwischenvorgelegewelle zu übertragen ist, bestimmt sich einschliesslich der Triebwerkswiderstände für die Übersetzung  $1:5$  nach der Trommelwelle durch  $M = \frac{1000}{0,93^2} \cdot \frac{13,8}{5} = \sim 3210 \text{ kgcm.}$

Gestatten wir auch hier  $k = 20$  und wählen  $\psi = 2$ , so folgt für das Rad  $C$  mit 36 Zähnen, oder für das eingreifende 12zählige Ritzel  $A_1$  der Kurbelwelle

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi \cdot 3210}{2 \cdot 36 \cdot 20}} \sim 2,4 \text{ cm}$$

und der zugehörige Theilkreisdurchmesser für 36 Zähne,  $2R_1 = 275 \text{ mm}$ . Mit Rücksicht auf das Übersetzungsverhältniss  $1:3$  würde dieser Werth, unter entsprechender geringfügiger Verkleinerung der Theilung, auf 270 mm herabzumindern sein und das eingreifende 12zählige Ritzel 90 mm Theilkreisdurchmesser erhalten. Man ersieht hieraus, dass die zuletzt erörterte Anordnung zwar ein kleines Rad mehr kostet, dass aber gleichzeitig die Abmessungen und das Gewicht des mit selbstständiger Theilung ausgeführten Zwischenvorgeleges, im Vergleich zum ersten Entwurf, wesentlich kleiner ausfallen, während freilich andererseits im ersten Fall durch die mittelbar bedingte grosse Theilung der Werth von  $k$  für das Vorgelege erheblich unter 20 bis auf etwa 7 kg sinkt, die Räder also sehr geschont werden.

#### Ermittlung der Lastgeschwindigkeit.

Bezeichnet:  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit der Kurbel beim Aufwinden in m für die Sekunde,  
 $v_1$  die Lastgeschwindigkeit beim Heben,  
 $a$  den Kurbelarm,  
 $b$  den Trommelhalbmesser bis zur Seilmitte,  
 $\varphi$  das gesammte Übersetzungsverhältniss zwischen Kurbel und Trommelwelle,

so ist: 
$$v_1 = v \cdot \frac{b}{a} \cdot \varphi.$$

Setzen wir bei voller Belastung als mittlere Kurbelgeschwindigkeit  $v = 0,7$  m/sec voraus, so ergibt sich mit  $\varphi = 1:15$  für das doppelte Vorgelege, mit  $b = 138$  mm und  $a = 370$  mm

$$v_1 = 0,7 \cdot \frac{138}{370} \cdot \frac{1}{15} = 0,0174 \sim 17 \text{ mm.}$$

Die Grenzlast für das einfache Vorgelege würde mit 52 mm Geschwindigkeit in der Sekunde gehoben werden.

Aus den vorstehenden Zahlen lässt sich der grosse Zeitaufwand entnehmen, der beim Heben schwerer Lasten auf bedeutende Förderhöhen durch Handbetrieb entsteht. Im vorliegenden Fall würde die Förderzeit für 1000 kg auf 15 m Höhe rund 15 Minuten in Anspruch nehmen. Dem steht beispielsweise für hydraulischen oder elektrischen Betrieb mit 0,5 m Fördergeschwindigkeit ein Zeitaufwand von nur 30 Sekunden gegenüber. Der Zeitgewinn kommt auch für die Berechnung der Betriebskosten in Betracht. Der Windenbetrieb mit Motoren, statt durch Arbeiter an der Kurbel, gestaltet sich in vielen Fällen, sowohl durch die grössere Leistung, wie durch die Verminderung des Bedienungspersonals, wesentlich billiger.\*)

#### Berechnung des Bremswerkes.

Das Antriebsmoment der Bremswelle durch die Last beträgt für den angestrebten Rücklauf bei der Übersetzung 1:5 zwischen Brems- und Trommelwelle, unter Berücksichtigung der an beiden Wellen und zwischen den Zahnrädern auftretenden Arbeitsverluste — vergl. Textfigur 255 —

$$\frac{1000 \cdot 13,8 \cdot 0,93^2}{5} = \sim 2387 \text{ kgcm.}$$

Wählt man für die Bremsscheibe 250 mm Durchmesser, so ermittelt sich der am Umfange auszuübende Bremswiderstand

$$P = \frac{2387}{12,5} \sim 190 \text{ kg.}$$

Die Bremse wird als Differentiallüftbremse mit belastetem Spannhebel nach der schematischen Skizze, Textfigur 256 ausgeführt.

Wählen wir den Hebelarm des stärker gespannten, auflaufenden Bandtrums  $b_2 = 30$  mm und den des ablaufenden Trums  $b_1 = 75$  mm, den Hebelarm der Gewichtsbelastung  $K$ ,  $a = 500$  mm und sichern, was leicht zu erreichen ist, eine Umfangsumspannung der Bremsscheibe von  $\frac{5}{8} = 0,63$ , so ist nach der Tabelle, S. 239, der Werth von  $e^{\mu\alpha} = \sim 2$  und das erforderliche Belastungsgewicht nach Gleichung 256, S. 242

$$K = \frac{P b_1 - b_2 e^{\mu\alpha}}{a e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{190 \cdot 75 - 2 \cdot 30}{500 \cdot 2 - 1} = 5,7 \text{ kg.}$$

Das Eigengewicht des Hebels unterstützt das Belastungsgewicht, erhöht also die Sicherheit der Bremsperrwirkung, ausserdem wird in der Ausführung durch genügende Länge des Spannhebels und durch Verschiebbarkeit des Belastungsgewichtes dafür gesorgt, dass die Sperrwirkung nach Bedürfniss geregelt werden kann.

Der Bandquerschnitt bestimmt sich nach Gleichung 254, S. 240, durch

$$b\delta = \frac{P e^{\mu\alpha}}{k_2 e^{\mu\alpha} - 1} = \frac{190 \cdot 2}{k_2}$$

Für  $b = 4$  cm und  $k_2 = 750$  kg/qcm wird  $\delta \sim 0,13$  cm. Mit Rücksicht auf den eintretenden Verschleiss wählen wir die Bandstärke  $\delta = 2$  mm.

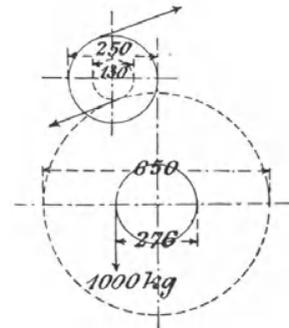


Fig. 255.

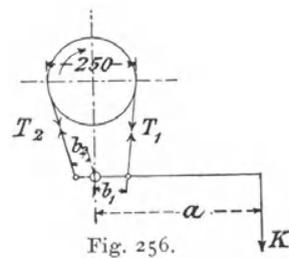


Fig. 256.

\*) Beispielsweise berechnen sich die Unkosten für das Heben der Steine zum Bau des neuen Berliner Domes mit den dort benutzten elektrischen Kränen, einschliesslich der Verzinsung und Tilgung der maschinellen Anlage, auf etwa den dritten Theil des Handbetriebs. Deutsche Bauzeitung, Mai 1896, S. 267.

Die Schlinge, mit der das Bremsband nach Fig. 211, S. 250, an die Spannhebelzapfen angeschlossen wird, ist durch Nietung zu schliessen.

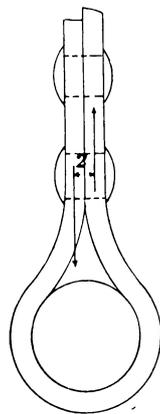


Fig. 257.

Da die zu verwendenden schwachen Nieten kalt eingezogen werden, ist auf einen erheblichen Reibungschluss zwischen den Bandflächen der Schlinge nicht zu rechnen. Die Nieten werden

durch den Bandzug  $P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} = 380 \text{ kg}$  auf Biegung mit dem Moment  $\frac{380 \cdot 0,2}{2}$  beansprucht, wie in Skizze Fig. 257 angedeutet, weil von jedem Schlingentrum der halbe Zug aufgenommen wird.

Bei Annahme von 3 Nieten mit 6 mm Durchmesser bleibt ihre Biegungsanstrengung  $k_b = \frac{380 \cdot 0,2 \cdot 10}{2 \cdot 3 \cdot 0,6^3} = \sim 586 \text{ kg}$  in zulässigen Grenzen.

Durch die Verstärkung des Bremsbandes wegen des Verschleisses genügt die gewählte Dicke andererseits auch noch für die geschwächten Querschnitte in der Nietreihe und in dem Ausschnitt für den Hebel, da sich der Verschleiss auf die Bandenden nicht mehr erstreckt und sich die Belastung in der Schlinge ausserdem auf beide Hälften derselben vertheilt.

#### Berechnung des Sperrrades.

Wählen wir für das Sperrrad 140 mm mittleren Durchmesser für den Klinkeneingriff, so bestimmt sich der Klinkendruck aus den Werthen für das Bremswerk zu

$$P = \frac{190 \cdot 12,5}{7} = \sim 340 \text{ kg}.$$

Für den ungünstigsten Fall, dass die Klinken gerade im Zahnneckpunkt B, Fig. 189, S. 227, angreifen, liefert die Biegungsgleichung für einen Bruchquerschnitt AX bei der Zahnbreite b

$$Px = \frac{bh^2}{6} \sigma_b,$$

durch Prüfung verschiedener Querschnitte des Entwurfes den grössten Werth von  $\sigma_b$  oder  $\frac{x}{h^2}$  für den in der Zeichnung angegebenen Querschnitt AX mit  $x = 0,6$  und  $h = 1 \text{ cm}$ .

Da die Druckrichtung P noch etwas ausserhalb des mittleren Zahnkreises von 70 mm Halbmesser liegt, darf der früher ermittelte Werth von  $P = 340 \text{ kg}$  als vollkommen ausreichend in die Biegungsgleichung eingeführt und ferner  $k_b = \sigma_{b \max} = 300 \text{ kg/qcm}$  gesetzt werden, weil bei der Kupplung des Sperrwerkes mit der Bremse heftige Stösse nicht zu befürchten sind.

Mit diesen Werthen erhält man die erforderliche Zahnbreite  $b = \frac{6 \cdot 340 \cdot 0,6}{300 \cdot 1^2}$   
 $b \sim 4 \text{ cm}$ .

Im Entwurf sind 8 Sperrzähne für den Radumfang angenommen.

#### Berechnung der Kurbeln und Wellen.

Die Berechnung der Handkurbeln und der Kurbelwelle ist für die Verhältnisse des vorliegenden Entwurfes bereits auf S. 111 und 116 eingehend behandelt. Dort wurde für die Rechnungen eine gelegentliche Erhöhung des Kurbeldruckes von 15 bis auf 20 oder 25 kg vorausgesetzt, um auf die willkürliche Benutzbarkeit des einfachen Vorgeleges für Lasten Rücksicht zu nehmen, die der Arbeiter im regelrechten Betrieb mit doppeltem Vorgelege heben sollte.

#### Mittlere Vorgelegewelle.

Für die Berechnung der mittleren Vorgelegewelle sind die verschiedenen Verhältnisse für das Lastaufwinden und für den gebremsten Lastniedergang zu berücksichtigen.

##### a. Belastungsverhältnisse beim Lastaufwinden.

Der Nabendruck der Bremse wird von einer am Gestell angegossenen Lagerhülse für die Welle abgefangen und dadurch von der Welle selbst fern gehalten,

ebenso bleibt das Sperrrad wirkungslos, weil es frei unter der Sperrklinke der Bremsscheibe umläuft.

Im Punkte *B* — Fig. 258 und 259 — wirkt der Zahndruck des Trommelrades

$$P_1 = \frac{1000 \cdot 13,8}{32,5 \cdot 0,93} = \sim 460 \text{ kg.}$$

Dieser Druck ist annähernd unter  $20^\circ$  geneigt abwärts gerichtet und zerlegt sich in eine wagerechte Seitenkraft, Fig. 259,

$$H_1 = P_1 \cos 20^\circ = 460 \cdot 0,94 \sim 435 \text{ kg}$$

und in eine senkrechte Seitenkraft, Fig. 258,

$$V_1 = P_1 \sin 20^\circ = 460 \cdot 0,34 \sim 160 \text{ kg.}$$

Ausserdem ist die Welle im Punkte *C* durch den senkrecht aufwärts gerichteten Zahndruck  $P_2$  der Kurbelwelle belastet, der sich mit dem Übersetzungsverhältniss 1 : 3 unter Berücksichtigung des Reibungswiderstandes bestimmt durch

$$P_2 = \frac{460 \cdot 13}{39 \cdot 0,93} \sim 165 \text{ kg.}$$

Die senkrechte Wellenbelastung erzeugt im linken Wellenlager den senkrechten Auflagerdruck, Fig. 258,

$$W_{1v} = \frac{165 \cdot 235 - 160 \cdot 85}{710} = \sim 35 \text{ kg.}$$

Dementsprechend für das rechte Lager

$$W_{2v} = \sim 30 \text{ kg.}$$

Hieraus ergeben sich die zugehörigen Biegemomente:

im Querschnitt *C* . . .

$$M_{bv} = 35 \cdot 47,5 = 1663 \text{ kgcm,}$$

im Querschnitt *B* . . .

$$M_{bv} = 30 \cdot 8,5 = 255 \text{ kgcm.}$$

Die wagerechte Seitenkraft des Zahndruckes in *B*, Fig. 259,  $H_1 = 435 \text{ kg}$  erzeugt die wagerechten Lagerdrücke

$$W_{1h} = \frac{435 \cdot 8,5}{71} = 52 \text{ kg.}$$

$$W_{2h} = 383 \text{ kg.}$$

Hieraus entstehen die Biegemomente:

$$\begin{aligned} \text{für den Querschnitt } C \dots M_{bh} &= 52 \cdot 47,5 = 2470 \text{ kgcm,} \\ \text{für den Querschnitt } B \dots M_{bh} &= 383 \cdot 8,5 = 3256 \text{ kgcm.} \end{aligned}$$

Als resultierende Biegemomente erhalten wir aus den vorstehenden Werthen

$$\text{für den Querschnitt } C \dots M_b = \sqrt{1663^2 + 2470^2} \sim 2980 \text{ kgcm,}$$

$$\text{für den Querschnitt } B \dots M_b = \sqrt{255^2 + 3256^2} \sim 3270 \text{ kgcm.}$$

Auf der Strecke *BC* wird die Welle ausserdem durch das Drehmoment beansprucht mit

$$M_d = \frac{165 \cdot 39}{2} \sim 3220 \text{ kgcm.}$$

Der gefährliche Wellenquerschnitt liegt während des Lastaufwindens in *B*, weil sich hier das gleichbleibende Drehmoment mit dem grössten Biegemoment vereinigt.

b. Belastungsverhältnisse beim Lastsenken.

Infolge der Umkehr der Bewegungswiderstände vermindert sich der Zahndruck  $P_1$  zwischen Trommelrad und Bremswelle auf

$$P_1 = \frac{1000 \cdot 13,8 \cdot 0,93}{32,5} \sim 395 \text{ kg.}$$

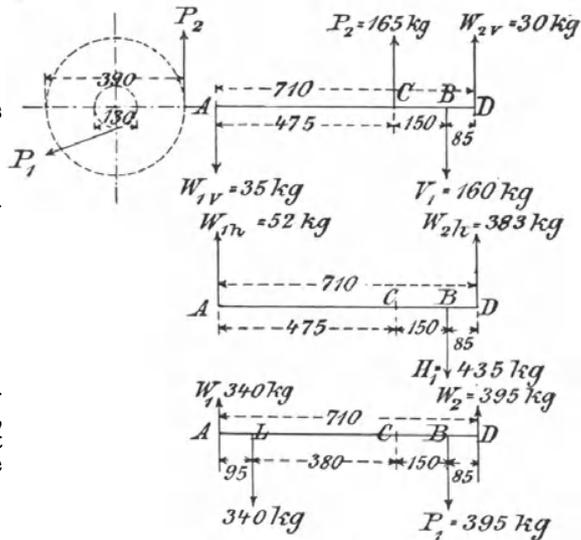


Fig. 258, 259 u. 260.

Der Sperrklinkendruck, der beim Lastsenken in Thätigkeit tritt, war früher zu 340 kg ermittelt. Da die Sperrklinke mit der Bremsscheibe umläuft, treten die stärksten Lagerdrucke und die grössten Biegungsanstrengungen der Welle auf, sobald der Klinkendruck mit dem Zahndruck des Trommelrades gleichgerichtet ist. Unter Bezugnahme auf Fig. 260, S. 311, erhalten wir für diesen Fall die Lagerdrucke

$$W_1 = \frac{340 \cdot 61,5 + 395 \cdot 8,5}{71} = \sim 340 \text{ kg}$$

und  $W_2 \sim 395 \text{ kg}$ .

Demnach das Biegemoment

$$\begin{array}{ll} \text{für den Querschnitt } L & M_b = 340 \cdot 9,5 = 3230 \text{ kgcm,} \\ \text{'' '' '' } C & M_b = 340 (47,5 - 38) = 3230 \text{ kgcm,} \\ \text{'' '' '' } B & M_b = 395 \cdot 8,5 \sim 3360 \text{ kgcm.} \end{array}$$

Das Drehmoment für die Wellenstrecke  $BL$  ist

$$M_d = 395 \cdot 6,5 \sim 2570 \text{ kgcm.}$$

Auch beim Lastsenken bleibt der Wellenquerschnitt  $B$  der gefährliche, aber er wird hierbei noch durch ein grösseres Biegemoment, als beim Heben beansprucht, während allerdings andererseits das Drehmoment zum Lastsenken infolge der Eigenwiderstände des Triebwerks kleiner ausfällt, sofern nicht durch ungeschickte Bremsen die plötzlich unterbrochene Bewegungsenergie der sinkenden Last dies Moment erhöht.

Der Wellendurchmesser bestimmt sich nach Gleichung 118, S. 115, und den Koeffizienten, S. 166, für das Lastaufwinden aus der Beziehung

$$k_b \frac{d^3}{10} = 0,35 \cdot 3270 + 0,65 \sqrt{3270^2 + \alpha_0^2 \cdot 3220^2}.$$

Flusseisen vorausgesetzt, erhält man  $k_b = 400$ ,  $k_d = 600$ ,  $\alpha_0 = \frac{400}{1,3 \cdot 600} = \sim 0,5$

$$d = \sqrt[3]{87,8} = 4,4 \text{ cm} \sim 45 \text{ mm.}$$

Für das Lastsenken erhalten wir

$$k_b \frac{d^3}{10} = 0,35 \cdot 3360 + 0,65 \sqrt{3360^2 + \alpha_0^2 \cdot 2570^2}.$$

Beschränken wir den Grenzwert der Drehanstrengung in diesem Fall auf  $k_d = 400 \text{ kg/qcm}$ , um den Umstand zu berücksichtigen, dass beim plötzlichen Anhalten der sinkenden Last die thatsächlich auftretende Drehanstrengung den in der Rechnung angenommenen Werth des Beharrungszustandes überschreitet, und verhältnissmässig dünne Wellen besonders leicht überanstrengt werden können,

so folgt mit dem früher zugelassenen Werthe für  $k_b = 400$ ,  $\alpha_0 = \frac{400}{1,3 \cdot 400} = 0,77$  und alsdann

$$d = \sqrt[3]{92,8} = 4,52 \text{ cm} \sim 45 \text{ mm.}$$

Trotz der Verschiedenheit der Grundwerthe und der sonstigen Rücksichten, ermittelt sich im vorliegenden Fall für das Lastaufwinden, wie für das Lastsenken  $d = 45 \text{ mm}$  als ausreichende Stärke für die Vorgelegewelle.

#### Zapfenberechnung.

Beim Lastheben sind die resultirenden Lagerdrucke

$$\text{in } A \quad W_1 = \sqrt{35^2 + 52^2} = \sim 63 \text{ kg,}$$

$$\text{in } B \quad W_2 = \sqrt{30^2 + 383^2} = \sim 384 \text{ kg.}$$

Während des Lastsenkens treten bei voller Belastung die Lagerdrucke

$$\text{in } A \quad W_1 = 340 \text{ kg,}$$

$$\text{in } B \quad W_2 = 395 \text{ kg auf.}$$

Mithin ist der letzte Werth für den rechten Zapfen massgebend. Die Biegesteifigkeit liefert die Beziehung

$$395 \frac{l}{2} = \frac{\pi}{32} d^3 k_b \sim \frac{d^3 k_b}{10}.$$

Wählen wir den rechten Zapfen  $l = 70 \text{ mm}$ , so folgt mit  $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{395 \cdot 70}{2 \cdot 400}} = 3,3 \text{ cm} \sim 35 \text{ mm.}$$

Für den linken Zapfen ergibt sich aus der Gestellkonstruktion Taf. 3, Fig. 13, die aussergewöhnliche Länge von 140 mm und demnach für seine grösste Belastung mit 340 kg

$$d = \sqrt[3]{\frac{340 \cdot 14}{2 \cdot 40}} = 3,9 \text{ cm} \sim 40 \text{ mm.}$$

Der Flächeneinheitsdruck wird für die grösste Belastung im rechten Lager

$$k = \frac{395}{3,5 \cdot 7} \sim 16 \text{ kg/qcm};$$

und für das linke Lager  $k = \frac{340}{4 \cdot 14} \sim 6 \text{ kg/qcm};$

bleibt also in beiden Fällen erheblich unter den zulässigen Grenzwerten für zeitweisen Betrieb mit voller Belastung.

**Trommelwelle.**

Die Trommelwelle wird im Querschnitt *D*, Fig. 262, durch den Zahndruck  $P_1$  des Antriebrades, Fig. 261, und ausserdem zwischen den Trommelnabennitten *B* und *C*, Fig. 262, durch die Last  $Q = 1000 \text{ kg}$  beansprucht, welche mit der fortschreitenden Seilaufwicklung von einem Trommelende zum anderen wandert.

Wir fanden in den vorangegangenen Rechnungen für die Vorgelegewelle den Zahndruck  $P_1 = 460 \text{ kg}$ , seine wagerechte Seitenkraft  $H_1 = 435 \text{ kg}$ , seine senkrechte Seitenkraft  $V_1 = 160 \text{ kg}$ , welche für das Trommelrad nach Fig. 261

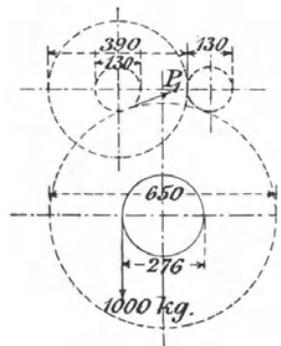


Fig. 261.

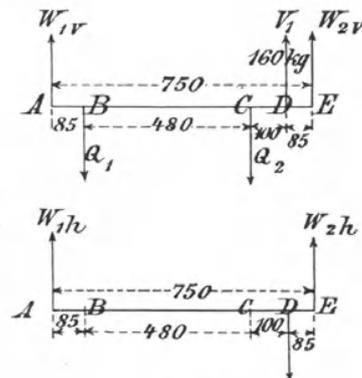


Fig. 262 u. 263.

Zur Ermittlung der ungünstigsten Wirkung der wandernden Last  $Q$  genügt die Untersuchung der drei Hauptfälle, d. h. der beiden Endstellungen und der Mittelstellung. Die Kräfte, welche die Last auf die Trommelnaben absetzt, mögen mit  $Q_1$  und  $Q_2$  bezeichnet werden.

a. Die Last hängt über der Trommelnabe *B*.

Für diesen Fall ist  $Q_1 = 1000 \text{ kg}$ ,  
 $Q_2 = 0$

und hiermit der gesammte senkrechte Lagerdruck in *A*, Fig. 262,

$$W_{1v} = \frac{1000 \cdot 66,5}{75} + \frac{160 \cdot 8,5}{75} \sim 870 \text{ kg}$$

in  $W_{2v} = \sim 30 \text{ kg}$ , in diesem Fall abwärts gerichtet.

Die senkrechten Kräfte liefern die Biegemomente

für den Querschnitt *B*  $M_{bv} = 870 \cdot 8,5 = 7395 \text{ kgcm}$ ,  
 " " " *C*  $M_{bv} = 160 \cdot 10 + 30 \cdot 18,5 = 1045 \text{ kgcm}$ ,  
 " " " *D*  $M_{bv} = 30 \cdot 8,5 = 255 \text{ kgcm}$ .

b. Die Last hängt über der Trommelnabe *C*.

Hierfür ist in Fig. 262,  $Q_2 = 1000$   
 und  $Q_1 = 0$ .

Somit der senkrechte Lagerdruck in *A*

$$W_{1v} = \frac{1000 \cdot 18,5}{75} + \frac{160 \cdot 8,5}{75} \sim 230 \text{ kg.}$$

und in *E*  $W_{2v} = \sim 610 \text{ kg}$  aufwärts gerichtet.

Hieraus folgen die zugehörigen Biegemomente

für den Querschnitt <i>B</i>	$M_{bv} = 230 \cdot 8,5 = 1955 \text{ kgcm}$ ,
" " "	<i>C</i> $M_{bv} = 230 \cdot 56,5 = 12895 \sim 13000 \text{ kgcm}$ ,
" " "	<i>D</i> $M_{bv} = 610 \cdot 8,5 = 5185 \text{ kgcm}$ .

c. Die Last hängt in der Mitte zwischen beiden Wellennaben.

Die Werthe von  $Q_1$  und  $Q_2$  Fig. 262, S. 313, werden beide = 500 kg. Demnach der Lagerdruck in *A*

$$W_{1v} = \frac{500(66,5 + 18,5) - 160 \cdot 8,5}{75} \sim 550 \text{ kg.}$$

$$\text{in } E \quad W_{2v} = \sim 290 \text{ kg.}$$

Dem entsprechen die Biegemomente:

im Querschnitt <i>B</i>	$M_{bv} = 550 \cdot 8,5 = 4675 \text{ kgcm}$ ,
" " "	<i>C</i> $M_{bv} = 550 \cdot 56,5 - 50 \cdot 48 = 7075 \text{ kgcm}$ ,
" " "	<i>D</i> $M_{bv} = 290 \cdot 8,5 = 2465 \text{ kgcm}$ .

Hiernach erreicht das Biegemoment der senkrechten Kräfte den grössten Werth im Fall *b* für den Querschnitt *C* mit

$$\max M_{bv} = 13000 \text{ kgcm.}$$

Die bisher nicht weiter berücksichtigte wagerechte Seitenkraft  $H_1$  des Zahndruckes  $P_1$

$$H_1 = 435 \text{ kg}$$

erzeugt die wagerechten Lagerdrucke, Fig. 263, S. 313,

$$\text{in } A \quad W_{1h} = \frac{435 \cdot 8,5}{75} = \sim 50 \text{ kg,}$$

$$\text{in } E \quad W_{2h} = \sim 385 \text{ kg,}$$

und damit die zugehörigen Biegemomente

im Querschnitt <i>B</i>	$M_{bh} = 50 \cdot 8,5 = 425 \text{ kgcm}$ ,
" " "	<i>C</i> $M_{bh} = 50 \cdot 56,5 = 2825 \text{ kgcm}$ ,
" " "	<i>D</i> $M_{bh} = 50 \cdot 66,5 = 3325 \text{ kgcm}$ .

Infolge der vorherrschenden Grösse des im Falle *b* für den Querschnitt *C* auftretenden Biegemomentes  $\max M_{bv} = 13000 \text{ kg}$  erreicht auch das resultierende Moment für diesen Querschnitt gleichzeitig den grössten Grenzwert mit

$$\max M_b = \sqrt{13000^2 + 2825^2} = 13303 \sim 13300 \text{ kgcm.}$$

Das Drehmoment der Welle bestimmt sich aus dem Zahndruck zu

$$M_d = \frac{460 \cdot 65}{2} = 14950 \text{ kgcm,}$$

und schliesslich ermittelt sich der Wellendurchmesser  $d$  aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{32} d^3 k_b \sim \frac{k_b}{10} d^3 = 0,35 \cdot 13300 + 0,65 \sqrt{13300^2 + \alpha_0^2 \cdot 14950^2}.$$

Unter Berücksichtigung des Umstandes, dass das grösste Biegemoment der senkrechten Wellenbelastung  $M_{bv} \max$  nur für eine einzige vorübergehende Laststellung bei gleichzeitiger Vollbelastung der Winde auftritt, während sonst die Biegemomente, wie aus den früheren Zahlenwerthen hervorgeht, wesentlich hinter dieser Grenze zurückbleiben, darf die Biegungsanstrengung der Welle nach den Angaben S. 167 für diesen ausnahmsweisen Grenzwert bei Flusseisen bis auf  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$  gesteigert werden, und ferner erscheint auch  $k_d = 600 \text{ kg/qcm}$  statthaft. Dann ist  $\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 600} = 0,77$ , und schliesslich berechnet sich mit den vorstehenden Werthen,

$$d = 6,45 \text{ cm} \sim 65 \text{ mm.}$$

Für den Stirnzapfen bei *A* ist der Zapfendruck am grössten im Fall *a*

$$W_1 = \sqrt{W_{1v}^2 + W_{1h}^2} = \sqrt{870^2 + 50^2} = \sim 870 \text{ kg}$$

für den Zapfen bei *B* im Fall *b*

$$W_2 = \sqrt{610^2 + 385^2} = 720 \text{ kg.}$$

Beide Zapfen werden der Einfachheit halber gleich ausgeführt. Mit Rücksicht auf den selbst bei voller Belastung nur während einer bestimmten Last-

stellung eintretenden Grenzdruck von 870 kg kann man 25 kg/qcm Lagerdruck im gusseisernen Gestellauge als reichlich niedrig bemessen zulassen. Wählt man den Zapfendurchmesser 5 cm, um zu schroffe Querschnittsänderungen am Wellenkopf zu vermeiden, so wird die erforderliche Zapfenlänge für die angenommene spezifische Zapfenpressung

$$l = \frac{870}{5 \cdot 25} \sim 7 \text{ cm}$$

übereinstimmend mit der für die übrigen Gestellaugen gewählten Länge. Die Biegungsanstrengung beschränkt sich für die gewählten Verhältnisse auf

$$k_b = \frac{7}{2} \frac{870 \cdot 3^2}{\pi \cdot 5^3} = \sim 250 \text{ kg/qcm.}$$

Die Rücksicht auf mässigen Flächendruck in den Lagern und auf günstigen Anschluss der Zapfen an den Wellenschaft halten die Biegungsanstrengung weit unter dem für die übrige Welle zugelassenen Werth 600 kg/qcm.

#### Wandwinde der Mannheimer Maschinenfabrik.

Eine Wandwinde der Mannheimer Maschinenfabrik von Mohr & Federhaff mit einfachem Vorgelege ist in Fig. 264 dargestellt. Die Haupt-

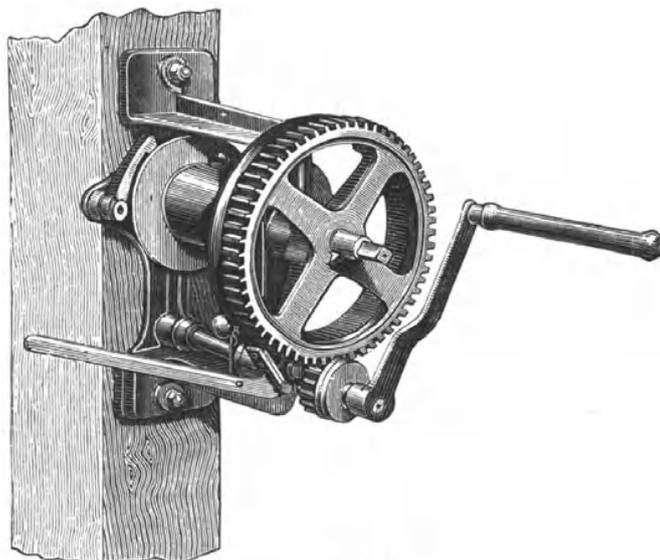


Fig. 264.

abmessungen für 150, 300 und 600 kg Nutzlast an der Trommel sind aus der nachstehenden Tabelle ersichtlich. Sperrrad und Bremsscheibe sind auf die Trommelwelle gesetzt; die Kurbelwelle ist ausrückbar, um sie während des Lastsenkens ausschalten zu können. Die Kurbel kann zum Heben kleiner Lasten, oder um das leere Seil rasch auf- und abzuwickeln, auf die Trommelwelle aufgesteckt werden.

	No. 0. 150 kg Tragkraft	No. 1. 300 kg Tragkraft	No. 2. 600 kg Tragkraft
Anzahl der Zähne des Getriebes . . . . .	15	14	13
" " " " Trommelrades . . . . .	60	76	83
Theilung der Zähne in mm . . . . .	15	17,6	21,6
Breite " " " " . . . . .	35	45	50
Länge der Trommel " " . . . . .	195	230	230
Durchmesser der Trommel in mm . . . . .	105	125	125
Länge der Kurbel in mm . . . . .	300	350	380
Ungefähres Gewicht der Maschine in kg . . . . .	44	90	115

Die kleinen Trommeldurchmesser sind nur unter der allerdings für so kleine Winden meist zutreffenden Annahme mässiger Benutzung für Seile statthaft, da sonst schneller Verschleiss eintreten muss. Dass statt der Räderübersetzungen 14:76 und 13:83 einfachere Verhältnisse, etwa 12:72 und 12:84 mehr zu empfehlen sind, ist schon S. 148 hervorgehoben.

**Seilwinde der Kölnischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft mit Reibungstrommeln und Handkurbeln.**

Die Winde auf Taf. 9, Fig. 1 und 2 liefert ein Beispiel für eine Konstruktion mit Doppeltrommeln, auf denen das Lastseil bei geringer Spannung des ablaufenden Trums durch die Umfangsreibung wiederholter Umschlingung festgehalten wird.

Die Verschiebbarkeit der ersten Welle gestattet, ein Vorgelege auszuschalten und nur mit doppeltem Vorgelege zu arbeiten. Zu dem Zweck sind auch die Handkurbeln von der ersten Welle abzunehmen und auf die Vierkante der zweiten Welle, auf der sich die Bremsscheibe und die Zahnräder  $b$  und  $c$  befinden, aufzusetzen. Die letzte Vorgelegewelle steht durch das Triebrad  $e$  gleichzeitig mit den beiden Trommelrädern  $f$  im Eingriff, so dass beide Trommeln mit der erforderlichen gleichen Geschwindigkeit im gleichen Sinne umgetrieben werden.

Die Winde ist für 5000 kg bestimmt und als Lastseil ein Hanfseil von 78 mm gewählt.

Nehmen wir eine dreimalige volle Umschlingung der Seiltrommel an, also den Umschlingungswinkel  $\alpha = 6\pi$ , so ist nach Gleichung 130, S. 129, die erforderliche Spannung des ablaufenden Trums:

$$S = \frac{Q}{e^{\mu\alpha}} = 0,023 Q,$$

falls man den Seilreibungskoeffizienten  $\mu = 0,2$  setzt.

Für die grösste Last  $Q = 5000$  kg wird dann

$$S = 115 \text{ kg.}$$

Diese Spannung erhält das ablaufende Trum bei 24 m frei herabhängender Länge durch sein Eigengewicht, da das Meter Seil 4,8 kg wiegt.

Der Wirkungsgrad der Doppeltrommeln bestimmt sich für die angenommene dreifache Seilumschlingung durch Gleichung 147 a, S. 140,

$$\eta_1 = \frac{1}{0,98 + 3,2 \frac{\xi_1 + 2\mu_1 \varrho}{2R}}$$

Mit dem Seilwiderstandskoeffizienten  $\xi_1 = 0,012 \delta^2 = 0,012 \cdot 78^2$ , dem Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,08$ , dem Zapfenhalbmesser der Trommelwelle  $\varrho = 50$  mm und dem Trommelhalbmesser  $R = 500$  mm, folgt

$$\eta_1 = \frac{1}{0,98 + 3,2 \cdot 0,08}$$

$$\eta_1 = \sim 0,8.$$

Setzt man für den Wirkungsgrad der einzelnen Zahnrädervorgelege den Durchschnittswerth 0,92, so folgt als Güteverhältniss des ganzen Triebwerks mit drei Vorgelegen:

$$\eta = 0,8 \cdot 0,92^3 = \sim 0,62.$$

Unter der Annahme von 4 Arbeitern an zwei Kurbeln von 400 mm Armlänge und nur 10 kg Kurbeldruck für jeden Mann, mit Rücksicht auf lange Arbeitszeiten bei grossen Förderhöhen, ist die erforderliche Gesamtübersetzung des Triebwerks

$$\frac{40 \cdot 400 \cdot 0,62}{5000 \cdot 500} \sim \frac{1}{252}$$

Da bei grossen Förderhöhen der Vortheil theilweiser Übersetzung durch einen Flaschenzug, hinsichtlich der Verwendbarkeit eines schwächeren Lastseiles, durch die erforderliche grosse Seillänge aufgewogen wird, ist im vor-

liegenden Fall die in der Ausführung gewählte ausschliessliche Benutzung von Zahnrädern empfehlenswerther, während man durch die Grösse der Gesamtübersetzung gleichzeitig gezwungen wird, auf die sonst übliche Verschiedenheit der einzelnen Übersetzungen für die verschiedenen Vorgelege zu verzichten und sich auf die Wahl der mittleren und oberen Grenzwerte beschränken muss. In der Ausführung findet sich statt  $\frac{1}{252}$  das Verhält-

niss  $\frac{1}{262}$  mit den Zähnezahlen  $\frac{10 \cdot 12 \cdot 10}{75 \cdot 60 \cdot 70}$ .

Die Kölnische Maschinenbau-Aktiengesellschaft baut diese Winden zum Schachtabteufen auch mit Dampftrieb und Coulissensteuerung. Weiter unten, S. 336, folgt die Beschreibung einer ähnlichen Winde von E. Becker für Streckenförderung mit elektrischem Antrieb.

#### Bauwinde mit Kettennuss.

Ausführung der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetman.

Eine kleine Bauwinde mit kalibrirter Kette und Kettennuss von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft ist in Fig. 265 skizzirt. Da mit solchen Winden Lasten nur auf hohe Baugerüste zu heben und höchstens um geringe Strecken zu senken sind, kann man für möglichst billige und einfache Konstruktionen auf ein Bremswerk verzichten, indem man die kurzen Lastsenkungen durch Zurückkurbeln bewirkt und den leeren Lasthaken mit der Hand durch Ziehen an der Lastkette zurückholt. Deshalb ist

für die in Rede stehende kleine Winde nur ein Sperrwerk zum Festhalten der schwebenden Last angebracht. Bei grösseren und sorgfältiger ausgerüsteten Bauwinden wird das Eigengewicht des Hakens durch ein totes Gewicht so weit erhöht, dass sich der Rücklauf selbstthätig vollzieht; dann muss aber selbstverständlich auch eine Bremse vorhanden sein, um die Rücklaufgeschwindigkeit regeln zu können. Im vorliegenden Fall ist nur ein Vorgelege vorhanden. Die Umspannung der Kettennuss wird durch eine besondere Führungsrolle mit glattem Umfang für die Lastkette gesichert.

Für 500 kg Nutzlast ist nach Formel 34, S. 36,  $\delta \geq 0,04 \sqrt{Q}$ , also eine Kette von 9 mm Stärke anzuwenden, um schädliche Dehnungen zu vermeiden.

Der Theilkreishalbmesser der zugehörigen Kettennuss ist nach der Tabelle S. 36 bei 5 Daumen = 41 mm.

Das Güteverhältniss der Kettennuss ist etwa zu 0,94 anzunehmen und demnach das volle Lastmoment der Winde

$$\frac{500 \cdot 41}{0,94} = \sim 21810 \text{ kgmm.}$$

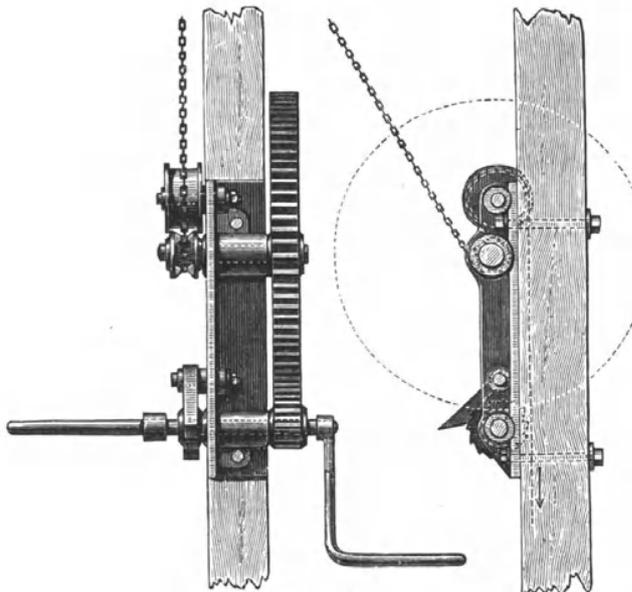


Fig. 265.

Setzen wir voraus, dass für grössere Förderhöhen zwei Arbeiter zur Verfügung stehen, von denen bei verhältnissmässig geringem Kurbeldruck eine entsprechend grosse Kurbelgeschwindigkeit erwartet wird, während für mässige Förderhöhen auch noch ein Arbeiter im Stande sein soll, die volle Last zu bewältigen, so ist für beide Fälle der Gesamtarbeitsdruck zu etwa 20 kg anzunehmen und der Kurbelarm für schnelles Kurbeln nicht zu gross, etwa = 320 mm zu wählen.

Mit diesen Werthen und dem Güteverhältniss

$$\eta = 0,94 \cdot 0,92 \sim 0,86$$

für die Kettennuss sammt Welle und Vorgelege erhalten wir die erforderliche Vorgelegeübersetzung:

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{21810}{0,86 \cdot 320 \cdot 20} = 3,96 \sim 4:1.$$

Es genügt also ein einfaches Vorgelege mit dem Umsetzungsverhältniss 1:4. Wählt man für das Triebrad 12 Zähne, so würde das Rad auf der Kettennusswelle 48 Zähne erhalten.

Die Zahntheilung bestimmt sich in cm nach Formel 182, S. 175, durch

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi z k} \cdot M} \quad \text{mit} \quad M = 2181 \text{ kgcm}, \quad \psi = 2, \\ z = 48 \quad \text{und} \quad k = 20, \\ t = \sim 1,8 \text{ cm.}$$

Der zugehörige Theilkreisdurchmesser würde sich zu 275 mm ermitteln, ist aber mit Rücksicht auf die Übersetzung 1:4 = 280 mm zu wählen, so dass bei entsprechender gleichzeitiger Erhöhung der Theilung das eingreifende Rad 70 mm Durchmesser erhält.

Die Kurbelwelle wird auf Grund der S. 119 angegebenen Rechnungswerthe  $\sim 3$  cm, die Kettennusswelle  $\sim 4$  cm stark.

Die Fabrik liefert derartige Winden für

	500	1000	1500	und	3000 kg Nutzlast
mit	10	11,5	13	und	18 mm Kettenstärke.

#### Konsolwinden von E. Becker.

Die Konsolwinden mit Kettennuss von E. Becker in Berlin sind bei gedrängter Anordnung mit vollständigen Sicherheitsbremsen ausgestattet.

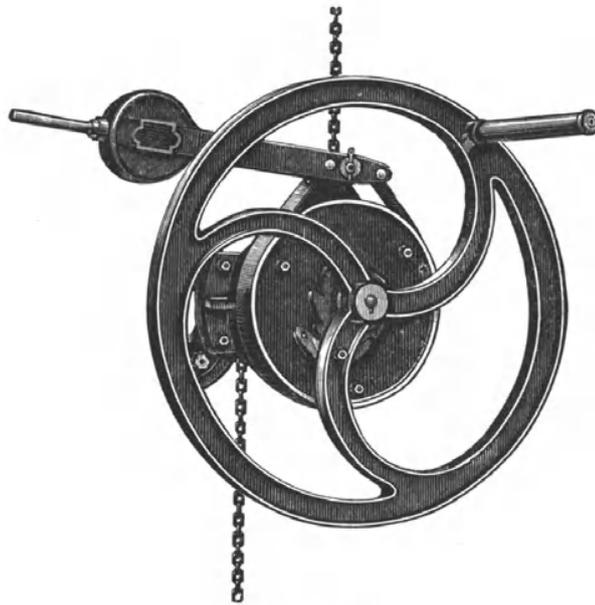


Fig. 266.

E. Becker vereinigt zu diesem Zweck seine sogenannte Festbremse, d. h. eine Sperrradbremse, welche die Last in jeder Stellung frei schwebend hält, bis der Bremshebel gelüftet wird, mit seiner selbstthätigen Schleuderbremse und erzielt dadurch, bei vereinfachter Bedienung, eine vollständige Sicherheit gegen fahrlässiges Lastsenken. Die hierzu gehörigen Theile sind in dem Abschnitt über Sperr- und Bremswerke S. 250 u. 266 eingehend erörtert und berechnet.

Fig. 266 veranschaulicht die Konsolwinden für 4 bis 8 Centner Nutzlast. Der geringe Durchmesser

der Kettennuss für die zugehörigen Lastketten von 6,5 und 8 mm Dicke, gestattet unmittelbaren Antrieb der Kettennusswelle ohne Zahnräderübersetzung.

Der Kurbelgriff ist in einem gusseisernen Speichenrad befestigt. Hinter dem Kurbelrade sitzt die Sperrradbremse mit der Schleuderbremse. Die Drehzapfen der Schleuderklötze sind in die Stirnwand der Sperrradbremsscheibe eingesetzt und ragen in die benachbarte, mit dem Konsolbock fest verschraubte Trommel hinein, an deren innerer Mantelfläche die Klötze beim Lastsenken schleifen. Die Kettennuss sitzt zwischen den Lagerstellen der Welle innerhalb des Konsolbocks.

Der Antrieb der Winde erfordert bei 0,94 Wirkungsgrad zum Heben von 4 Ctr. einen, zum Heben von 8 Ctr. zwei Arbeiter an der Kurbel.

Die Abmessungen setzen bei 400 mm Kurbelhalbmesser 20 bzw. 40 kg Kurbeldruck voraus, so dass nach den Bemerkungen S. 110 über die im

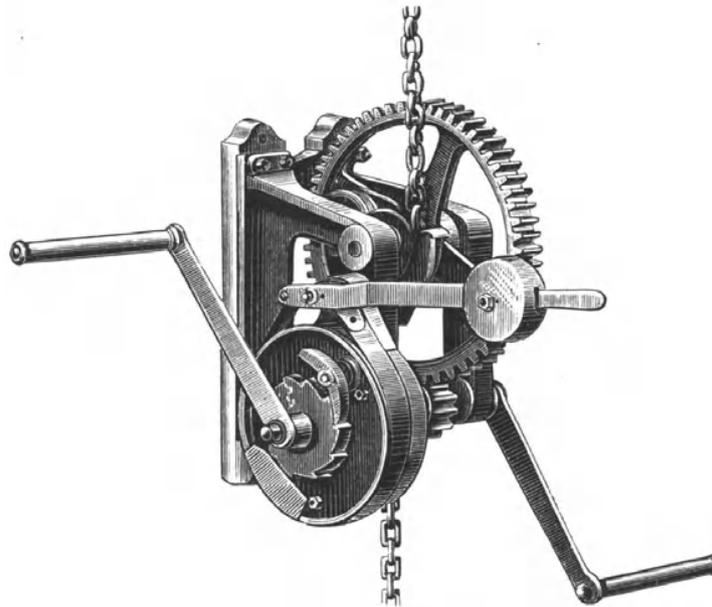


Fig. 267.

Verhältniss zum Einzelantrieb geringere Leistung zweier gleichzeitig an derselben Kurbel angreifender Arbeiter Lasten über 6 Ctr. mit der Winde ohne grössere Ruhepausen nur auf mässige Höhen hinaufgewunden werden können.

Der innere Durchmesser der Centrifugalbremstrommel beträgt 300 mm, und die Klotzgewichte sind so gewählt, dass die Senkgeschwindigkeit der Winde für 4 Ctr. 400 mm, die der Winde für 8 Ctr. 250 mm nicht überschreitet.

Für 15 und 25 Ctr. Nutzlast baut die Fabrik die Kettennuss-Winden mit Doppelkurbeln und einfachem Stirnrädervorgelege nach Fig. 267.

Sperrradbremse und Centrifugalbremse sitzen auf der Kurbelwelle. Die Kurbelarme dieser Winden sind 400 mm, der innere Durchmesser der Schleuderbremstrommeln 300 mm, die grössten Senkgeschwindigkeiten für 15 Ctr. 170 mm und für 25 Ctr. 120 mm in der Sekunde.

Für 15 Ctr. Grenzlast verwendet die Fabrik 11 mm starke kalibrierte Ketten, für 25 Ctr. Ketten von 13 mm Eisendicke in sehr naher Übereinstimmung mit dem früher S. 36 aufgestellten Werth, Gleichung 34,

$$\delta \text{ cm} \geq 0,04\sqrt{Q}.$$

Winden für 50 Ctr. Maximallast werden mit doppeltem, ausrückbarem Vorgelege ausgeführt und hierfür Ketten von 18 mm Stärke benutzt. Die grösste Senkgeschwindigkeit ist für 50 Ctr. = 60 mm in der Sekunde gewählt. Die Umspannung der Kettennuss durch die Lastkette ist durch einen gusseisernen Führungsbügel gesichert, über den das freie Kettenende abläuft. Das Lasttrum wird von der Konsolwinde über Leitrollen in die Lastförderbahn abgelenkt. Da die Kettenstrecke von der höchsten Stellung des Lasthakens aus über die Leitrollen bis in die Nähe der Winde niemals auf die Daumenrolle tritt, kann dieses Kettenstück aus gewöhnlicher Gliederkette bestehen, und es genügt für die kalibrierte Strecke eine Länge gleich der Förderhöhe + etwa 1,5 m.

Becker lässt jede kalibrierte Kette vor der Benutzung durch eine eigene Prüfungsmaschine auf die doppelte Beanspruchung untersuchen. Stärkere Probelastungen sind nicht wohl zulässig, weil sonst mitunter schon im neuen Zustande theilweise bleibende Dehnungen erzeugt werden, die den richtigen Eingriff mit der Kettennuss aufheben, während sie für gewöhnliche Ketten unschädlich sind.\*)

#### Haspelwinde von Lang und Pape & Henneberg.

Fig. 3 bis 5, Taf. 9, stellen eine von Pape & Henneberg nach Angaben des Regierungsbaumeisters Lang für die Hamburger Freihafenspeicher ausgeführte Winde dar, die hauptsächlich als Senkwinde benutzt wird, bei den gewählten Triebwerkverhältnissen, unter Verwendung von doppelten Haspelrädern aber auch zum Aufwärtsfördern von Lasten bis 600 kg und darüber auf grosse Förderhöhen gut geeignet ist.\*\*) Der Antrieb erfolgt von der Haspelwelle durch Zahnrädervorgelege. Der Rücklauf des leeren Hakens wird selbstthätig durch ein 60 kg schweres Gegengewicht bewirkt, dessen Drahtseiltrommel mit der Haupttrommel zusammengelassen ist. Beim Lastsenken haben die Arbeiter nur die Last anzuheben, um sie zur Speicherluke hinausschwenken zu können. Die Winde ist mit doppelten Bremswerken ausgestattet, einer Handbremse zum Festhalten der schwebenden Last oder des leeren Lasthakens und einer selbstthätigen Schleuderbremse, für welche das früher durch Fig. 224, S. 271, erläuterte Patent von Mohr benutzt ist.

Die Handbremse ist als Gliederbremse mit Holzfutter unter dem eisernen Band ausgeführt und wird durch den belasteten Spannhebel für gewöhnlich gelüftet gehalten. Zum Anpressen des Hebels dient ein durch alle Stockwerke herabhängendes, oben über Leitrollen geführtes Zugseil.

Mit Rücksicht auf die Bewegungsenergie der schweren Haspelseile, die bei 1 m Senkgeschwindigkeit mit etwa 15 m Eigengeschwindigkeit laufen, sind die Seilgabeln nicht unmittelbar in den Haspelradkranz eingelassen, sondern in einen besonderen Reifen ingenietet, der nur durch Reibungschluss mittelst Spannschraube mit dem Rade gekuppelt ist und durch seitlich übergreifende Klammern am Abgleiten verhindert wird. Die Klemmkupplung soll beim plötzlichen Bremsen der Winde unter dem Einfluss der lebendigen Kraft des Seiles gleiten und Rad wie Triebwerk schonen; gleichzeitig soll aber hierdurch auch ein gewisser Schutz gegen Überlasten der Winde geboten werden. Beide Zwecke werden freilich nur mit einiger Sicherheit erreicht, so lange durch regelmässigen Betrieb oder durch geeignete Aufsicht genügender Schutz gegen unbemerktes Festrosten geboten ist. Die Fliehkraft der Haspelseile erfordert bei grossen Geschwindigkeiten

\*) Vergl. als weitere Beispiele einfacher Winden mit Handbetrieb die schon früher beschriebenen Konstruktionen von Hopmann, S. 285, mit Fig. 5, Taf. 8; Mohr, Fig. 238 bis 240, S. 290; Bolzani, Fig. 241 u. 242, S. 293.

\*\*) Vergl. d. Abhandlung d. Verfassers. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1891, S. 608.

einen Schutzkranz, um das Ausspringen des Seiles zu verhindern, der gewöhnlich aus einfachen Brettern hergestellt zu werden pflegt. An der Winde selbst ist eine weitere Schutzvorkehrung gegen Überspringen des leer zurücklaufenden Lasthakens über die Seiltrommel vorhanden, indem sich die Handbremse selbstthätig spannt, bevor der Haken seine höchste zulässige Endstellung erreicht. Diesem Zweck dient das unterhalb des Windenträgers, Fig. 3 und 4, gelagerte Ausrückhebelwerk. Von den beiden getrennt auf die Drehachse aufgesetzten Hebelarmen umklammert der eine das Lastseil, der andere das Handbremsseil. Sobald der Knoten im Lastseil beim Leerrücklauf gegen den Ausrückhebel stösst, wird der Gegenarm abwärts gedreht und das Bremsseil durch den eingeschlungenen Knoten mitgenommen. Der Ausrückhebelarm selbst kann wegen der Spiralwicklung des Lastseiles nicht unmittelbar auf die Drehachse festgekeilt werden, sondern muss der seitlichen Seilbewegung folgen können. Dem ist durch Einschalten eines Zwischenstücks auf der Hebelachse genügt, an welchem der Hebel um einen senkrechten Bolzen drehbar befestigt ist und sich gleichzeitig am vorderen kreisförmigen Flansch durch eine übergreifende Nase zur Entlastung des Bolzens abstützt. Diese Ausrückhebel sind in Hamburg bei Senkwinden mehrfach angewandt und sollen sich gut bewährt haben.

Schätzt man die Wirkungsverluste des Gegengewichts an der Leitrolle und durch die Seilaufwicklung auf die Trommel mit je 7%, und setzt den Gütegrad der Lasttrommel und der Vorgelegewelle, einschliesslich der Zahnreibung, ebenfalls im Mittel = 0,93, so bestimmt sich die erforderliche Antriebskraft  $P$  für 600 kg Nutzlast mit den Abmessungen aus der Figur bei 200 mm Durchmesser der

$$\text{Gegengewichtstrommel durch } \frac{1}{0,93} \left( \frac{210 \cdot 600}{0,93} - 60 \cdot 100 \cdot 0,93^2 \right) = \frac{18}{76} \\ P = \sim 44 \text{ kg.}$$

Dieser Zug kann, wenn es sich nur um kurzes Lüften der Last zum Ausschwenken und Senken handelt, nöthigenfalls von einem Arbeiter geleistet werden; ist dagegen die Last auf grosse Förderhöhen zu heben, so müssen vier Leute angestellt werden, je zwei an jedem Haspelseil, um sie für längere Arbeitsdauer nur mit dem höchsten noch zulässigen Zug von 11 kg anzustrengen.

Die vom Bremsband der Schleuderbremse beim Senken von 600 kg zu verrichtende Umfangskraft  $U$  an der Bremstrommel ist

$$U = \frac{(600 \cdot 210 \cdot 0,93 - 60 \cdot 100 \cdot 0,93^2) \cdot 0,93 \cdot 18}{76 \cdot 225} \\ U = \sim 110 \text{ kg.}$$

Soll die Geschwindigkeit auf 0,8 m beschränkt werden, so ist die zugehörige Umdrehungszahl der Schleuderbremse

$$n = \frac{60 \cdot 0,8}{0,42 \pi} \cdot \frac{76}{18} = \sim 154.$$

Für diese Werthe ist die früher S. 271 u. f. beschriebene Schleuderbremse berechnet, deren Klotzgewichte zu  $\sim 9$  kg, bei 9 kg Federzug in den Kuppelschienen, ermittelt wurden.

Sinkt die Nutzlast auf 300 kg, so wird  $U = \sim 52$  kg. Hierfür tritt nach der früheren Rechnung der Gleichgewichtszustand zwischen Lastantrieb und Schleuderbremse schon bei  $\sim 130$  Umdrehungen der Bremswelle, d. h. für 0,67 m Lastsenkgeschwindigkeit ein. Beim Leerrücklauf des Hakens durch das Gegengewicht tritt die Bremse mit umgekehrter Umlaufrichtung in Thätigkeit und äussert, infolge des Austausches der Bremsbandspannungen, eine wesentlich schwächere Wirkung. Diese Eigenschaft ist für die Senkwinde besonders günstig.

Beträgt das Eigengewicht des Hakens und des herabhängenden Seiles 20 kg, so bestimmt sich der Werth der Umfangskraft an der Bremstrommel durch

$$U = \frac{(60 \cdot 100 \cdot 0,93^2 - 20 \cdot 210 \cdot 0,93) \cdot 0,93 \cdot 18}{76 \cdot 225} = \sim 1,25 \text{ kg.}$$

Für die Umdrehungszahl der Schleuderbremse im Beharrungszustand geht die früher entwickelte Gleichung 264, S. 272, durch den Spannungsaustausch der Bremsbandenden über in

$$n = \sqrt{\left( \frac{U e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \cdot \frac{a}{2} + Ff \right) \frac{900}{c r G}}$$

Mit  $e^{\mu \alpha} = 2$  und den Zahlenwerthen der Ausführung folgt:

$$n = \sqrt{\frac{(1,25 \cdot 48 + 9 \cdot 265) 900}{215 \cdot 0,1 \cdot 9}} = \sim 105,$$

so dass der leere Lasthaken noch mit etwa 0,54 m/sec Geschwindigkeit selbstthätig aufsteigt.

Bei allen vorstehend besprochenen Winden läuft die Kurbelwelle während des Lastsenkens mit, und die Schleuderbremse beschränkt nur gleichzeitig mit der Grenzgeschwindigkeit die Umdrehungszahl der Kurbelwelle auf 100 bis 120 in der Minute, so dass Gefahren für die Kurbeln durch Schleuderkräfte ausgeschlossen werden. Viele Werkstätten liefern jetzt aber auch Winden mit Zwangsauskupplung der Antriebswelle während des Lastsenkens mit den früher besprochenen verschiedenartigen Konstruktionsystemen für Sicherheitskurbeln und Sicherheitshassel.

#### Stauffer-Mégy'sche Winde von Briegleb, Hansen & Co.

Die älteste und noch jetzt sehr verbreitete Konstruktion dieser Art, die Stauffer-Mégy'sche Winda, ist in ihrer Gesamtanordnung durch Fig. 268 veranschaulicht und bedarf keiner weiteren Erläuterung, nachdem die Einzelheiten des Bremswerkes und der Sicherheitskurbel schon früher S. 258 erörtert sind. Briegleb, Hansen & Co. in Gotha bauen Winden nach diesem System in anerkannt guter Ausführung für Nutzlasten von 150 bis 3000 kg.

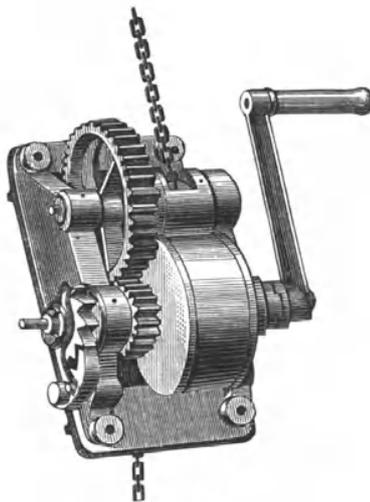


Fig. 268.

Bis 1000 kg Grenzlast werden die Winden mit einfachem Vorgelege ausgestattet.

Die Senkgeschwindigkeiten werden durch die Stauffer'sche Schleuderbremse auf 500 bis 350 mm in der Sekunde beschränkt.

Andere Konstruktionen mit ähnlicher Anordnung ergeben sich ohne weiteres aus den verschiedenen Arten der früher beschriebenen Sicherheitskurbeln und Bremswerke.

#### β. Winden mit Elementarkraftbetrieb.

##### Allgemeines über Winden mit Antrieb durch Elementarkraft.

Bei allen Winden mit Handbetrieb ist die Antriebskraft beschränkt, und grosse Lasten lassen sich daher nur durch vermehrte Übersetzungstriebwerke bewältigen, die mit steigender Zahl das Güteverhältniss der Maschine wesentlich verschlechtern und die Fördergeschwindigkeit störend beschränken. Diese Übelstände verschwinden, sobald man Elementarkraft zur Verfügung hat, die man der Winda entweder durch einen Riementrieb zuleitet oder durch einen besonderen, mit der Winda verbundenen Motor unmittelbar auf das Triebwerk einwirken lässt. In beiden Fällen wird entweder die

Lastwelle selbst angetrieben oder meist noch ein Vorgelege angeordnet und die Grösse der Kraftzuleitung oder die Kraftleistung des Motors mit Rücksicht auf eine derartig einfache Konstruktion der eigentlichen Winde bestimmt. Grosse Lasten erfordern auch hier mehrere Vorgelege.

Der Antrieb der Winden durch Elementarkraft bietet ferner den Vortheil, dass man die Lastgeschwindigkeit wesentlich steigern kann, und er wird häufig durch die Forderungen für flotten Betrieb nothwendig.

Bezeichnet  $Q$  die Nutzlast,  
 $\eta$  den Gütegrad der Winde, abgesehen von den eigenen Wirkungsverlusten des Motors,  
 $v$  die Fördergeschwindigkeit in der Sekunde in m,  
 $N$  die Anzahl der vom Motor an die Winde abgegebenen Nutzpferdestärken,

so besteht die Arbeitsgleichung

$$\frac{Qv}{\eta} = 75 N,$$

d. h.  $N = \frac{Qv}{75\eta} \dots \dots \dots 272.$

die Anzahl der Pferdestärken, welche die Winde verbraucht.

Bei kleinen und mittleren Hubhöhen begnügt man sich zum Theil mit sehr niedrigen Werthen für die Hubgeschwindigkeit und wählt für Lasten

bis 500 kg	$v \geq 0,25$ m/sec
500 bis 1000 kg	$v \geq 0,15$ „
1000 bis 1500 kg	$v \geq 0,10$ „
1500 bis 2000 kg	$v \geq 0,05$ „

Je grösser die Förderhöhe ist, um so mehr tritt das Bedürfniss der Zeitersparniss durch grössere Lastgeschwindigkeit in den Vordergrund. So sind beispielsweise die Fördergeschwindigkeiten der neueren Speicherwinden und Personenaufzüge selten kleiner als 0,5 m/sec und steigen auf 1 m/sec und darüber. Die Amerikaner wählen für ihre aussergewöhnlich grossen Förderhöhen sogar 2 m/sec Fahrgeschwindigkeit sekundlich und mehr. Für Hafenkranne findet man im gewöhnlichen Umladeverkehr 0,2 bis 0,7 m/sec, für grosse Montirungs- und Giessereikranne vielfach 3 bis 4 m in der Minute.

Winden mit selbstständigem Motor werden mit Dampf, Druckwasser, Druckluft oder elektrisch betrieben. Gas-, Benzin- und Heissluftmaschinen lassen sich wegen des unterbrochenen Betriebes der Hebezeuge nur in Verbindung mit einer dauernd laufenden Zwischentransmission als Motoren verwenden, weil sie nicht belastet anlaufen. Die früher vorzugsweise benutzten Dampfwinden werden in neuerer Zeit vielfach durch Elektromotoren ersetzt. Der Druckluftbetrieb kann nur bei vorhandenen Druckluftcentralen oder falls sonst in der Anlage für andere Zwecke Druckluft erzeugt wird, inbetracht kommen, und ist bisher meist nur vereinzelt für Hebemaschinen mit Treibkolben benutzt. Auch Druckwasser eignet sich mehr für hydraulische Winden mit Treibkolben, als für die hier zunächst zu behandelnden Trommelwinden. Beispiele für Wassersäulenmaschinen mit Kurbeln liefern die später besprochenen hydraulischen Spillwinden.

Die Motoren und Apparate für elektrischen Betrieb sind eingehend im Abschnitt V, Band II, behandelt, und ist hier nur zu bemerken, dass für die gewöhnlichen Winden, wie bei Kranen, vor allem Motoren mit kräftigem Anzugmoment zu verwenden sind. Das Triebwerk der Winde kann, je nach der Umlaufzahl des Motors, aus einfachen Wurmgetrieben, aus Stirnräderübersetzungen oder aus gemischten Vorgelegen mit Reib- und Zahnrädern bestehen. Lässt man die Winde mit Reibrädern oder Kupplungen

leer anlaufen, so kann man einen Anlasswiderstand entbehren und benutzt zum Umsteuern mechanische Wendegetriebe. Für Winden, die dauernd mit ihrer Betriebsmaschine gekuppelt bleiben, verwendet man dagegen umsteuerbare Motoren mit elektrisch gesteuerter Bremse oder verbindet den Bremshebel unmittelbar mit der Anlассsteuerung in der Weise, dass sich beide rechtzeitig in ihrer Wirkung ablösen und ergänzen.\*)

Die Rücksicht auf möglichst kleine Abmessungen drängt im allgemeinen zur Wahl hoher Umlaufzahlen, die für Dampfmaschinen meist zwischen 100 und 200 in der Minute angenommen werden und bei Elektromotoren zwischen 400 und 1800 liegen. Für hydraulische Spills sucht man die Grösse der Wassersäulenmaschine vor allem durch hohen Betriebsdruck, 50 Atmosphären und mehr, zu beschränken, weil hier Druckhöhenverluste und Stossgefahren engere Grenzen für die minutliche Umlaufzahl ziehen.

Bei den Dampfwinden pflegt man mehr auf möglichst einfache Konstruktion der Dampfmaschine und leichte übersichtliche Bedienung, als auf hohen wirthschaftlichen Gütegrad zu sehen.

**Konsolwinde mit Riemenbetrieb für 8 Ctr. Last von E. Becker.**

Figur 269 veranschaulicht eine Becker'sche Konsolwinde mit Riemenantrieb für 8 Ctr. Nutzlast. Hier gewährt die vereinigte Sperrrad- und

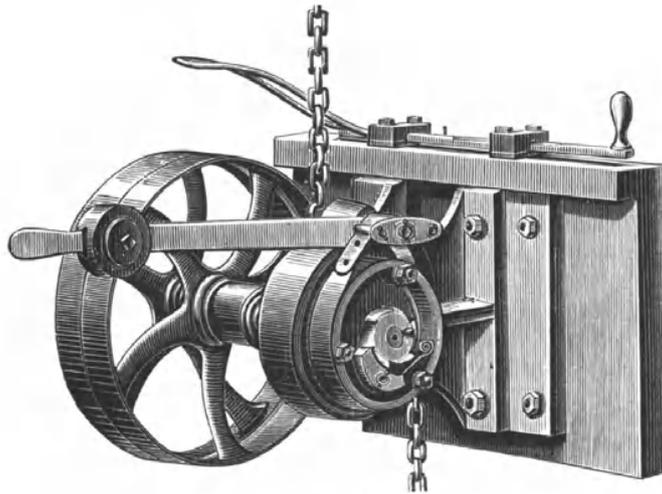


Fig. 269.

Schleuderbremse den grossen Vortheil, dass der Treibriemen jederzeit bei aufgewundener Last ausgerückt werden kann, und dass die Last frei schwebend hängen bleibt, während der Riemen auf der losen Scheibe läuft. Die Last senkt sich vollständig unabhängig von dem Riementrieb, sobald der Spannhebel der Sperrradbremse gelüftet wird, wobei die Schleuderbremse übergrosse Senkgeschwindigkeiten verhindert. Es genügt also eine feste und eine lose Scheibe für den Riementrieb. Ein- und Ausrücken erfolgt durch einen gewöhnlichen Riemenführer, der durch eine kleine Schleppfeder in den Hauptstellungen festgehalten wird.

Die Hubgeschwindigkeit bleibt unabhängig von der Senkgeschwindigkeit der Schleuderbremse, weil die Schleuderklötze an der Scheibenwand der Sperrradbremse befestigt sind, die während des Lastaufwindens aus dem

\*) Vergl. u. a. Bd. 2 die Steuerungen von Kummer, Fig. 220—222, S. 269 u. 270; Nagel & Kaemp, Fig. 230—233, S. 276; Hoppe, Fig. 224—229, S. 272—274.

Triebwerk ausgekuppelt ist. Die selbstthätige Schleuderbremse arbeitet lediglich beim Rücklauf der Winde und gestattet jede beliebige Lastfördergeschwindigkeit, beschränkt aber die Senkgeschwindigkeit mit abnehmender Last zunehmend.

Die Lastkette der in Rede stehenden Winde für 8 Ctr. Nutzlast ist 8 mm stark; die Riemenscheiben sind bei 400 mm Durchmesser für 50 mm Riemenbreite bestimmt. Die Senkgeschwindigkeit wird durch den Bremsregler auf 200 mm in der Sekunde für die Grenzlast beschränkt.

**Konsolwinde mit Riemenbetrieb, für 15 Ctr. Last am Daumenrade, von E. Becker.**

Auf Taf. 10 ist in den Fig. 1 bis 3 eine Winde für 15 Ctr. am Daumenrade und 0,2 m Fördergeschwindigkeit in genauen Konstruktionsverhältnissen gezeichnet. Die Grösse der Last fordert ein Vorgelege. Im Entwurf ist darauf Rücksicht genommen, dass bei stillstehender Betriebsmaschine auch Handbetrieb möglich ist. Auf der Riemenscheibenwelle sitzen daher noch zwei Kurbelscheiben, in welche Kurbelgriffe mit vorgeschraubten Muttern eingesetzt werden können.

Die Voraussetzung des Entwurfes, dass die Ansprüche an die Leistungsfähigkeit der Winde Handbetrieb nur als Nothbehelf zulassen, führt bei Wahl einer Kettennuss mit kalibrirter Kette dazu, auf die unteren Grenzwerte der Daumenzahl zu verzichten, um die Kette ausreichend zu schonen. Aus diesem Grunde sind 9 Daumen für die Nuss angenommen.

Die Ketteneisenstärke ist nach  $\delta \geq 0,04 \sqrt{750} = 1,1$  cm oder  $\frac{7}{16}$ '' engl. gewählt. Mit der inneren Baulänge  $l = 30$  mm berechnet sich der zugehörige Theilkreishalbmesser  $a$  der Nuss nach der Formel 33, S. 35, mit Benutzung der Hilfstafel, S. 35,

$$a = \frac{l}{2 \sin \frac{z}{90}} = \frac{30}{2 \cdot 0,1736} = 86,4 \text{ mm.}$$

Schätzen wir den Wirkungsgrad der Daumenwelle auf 0,94 und den des Vorgeleges auf 0,92, das Gesamtgüteverhältniss des Windetriebwerks demnach auf

$$\eta = 0,94 \cdot 0,92 \sim 0,86,$$

so erhalten wir für die geforderte Hubgeschwindigkeit von 0,2 m in der Sekunde und 750 kg Last als Leistung des Riemenantriebs

$$N = \frac{750 \cdot 0,2}{75 \cdot 0,86} = 2,33 \text{ PS.}$$

Für den Entwurf des Riementriebs bleiben zunächst noch frei wählbar vor allem der Scheibendurchmesser und die Riemenbreite einerseits, oder die Umdrehungszahl der Antriebswelle, beziehungsweise die Übersetzung des Vorgeleges andererseits, welche bei der gegebenen Lastgeschwindigkeit und dem bereits festgesetzten Durchmesser der Kettennuss die Umdrehungszahl bestimmt. Im vorliegenden Fall ist das Übersetzungsverhältniss von der gleichzeitigen Forderung des aushilfswaisen Handbetriebes abhängig und hierfür ausreichend gross zu wählen.

Im Entwurf sind für den Handbetrieb 4 Arbeiter zum Heben der grössten Last vorausgesetzt, um sowohl die Kurbelscheibengrösse, wie die Vorgelegeübersetzung in mässigen Grenzen zu halten. Rechnet man dann auf 50 kg Kurbeldruck, d. h. 25 kg an jeder der beiden Kurbeln durch je zwei Mann, so erhalten wir mit 300 mm Kurbelarmlänge

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Antriebsmoment}} = \frac{750 \cdot 86,4}{0,86 \cdot 50 \cdot 300} \sim \frac{5}{1}$$

Mit Kurbelscheiben von 400 mm Armlänge würden bei der gleichen Vorgelegeübersetzung auch zwei Mann, mit je  $\sim 19$  kg Kurbeldruck, zum Heben der Grenzlast vollkommen genügen.

Bezeichnet  $P$  die Umfangskraft der Riemenscheibe in kg,

$b$  die Riemenbreite in cm,

$s$  die Riemendicke in cm,

$k$  einen Werth, der die verhältnissmässige Anstrengung des Riemens, bezogen auf das qcm Querschnitt zum Ausdruck bringt,

so gilt die Beziehung  $P = kbs \dots \dots \dots$  273.\*)

wo für dauernden Betrieb und für regelmässige Vollbelastung  $k = 10 \text{ kg}$  zu setzen ist. So lange für Winden diese ungünstigsten Verhältnisse, wie meist, nicht eintreten, darf man  $k$  etwas höher, etwa mit  $12 \text{ kg}$  in Rechnung stellen.

Entscheiden wir uns für einen Riemen mittlerer Stärke mit  $s = 0,5 \text{ cm}$  und von  $10 \text{ cm}$  Breite, so ermittelt sich seine Übertragungskraft durch

$$P = 12 \cdot 10 \cdot 0,5 = 60 \text{ kg}$$

und schliesslich für das zu leistende Antriebsmoment der erforderliche Scheibenhalmesser bei der Übersetzung  $1:5$

$$r = \frac{750 \cdot 8,64}{0,86 \cdot 5 \cdot 60} = 25 \text{ cm} = 250 \text{ mm.}$$

Nahe hiermit übereinstimmend findet sich in der Ausführung  $r = 235 \text{ mm}$ , ein Werth, der sich mit der vorstehenden Rechnungsweise vollkommen deckt, sobald man den nicht genau anzugebenden Wirkungsgrad der Kettennuss etwas höher schätzt oder eine etwas grössere Riemendicke wählt.

Die minutliche Umdrehungszahl der Antriebwelle berechnet sich aus der Erwägung, dass bei 9 Daumen 18 Kettenglieder von je  $30 \text{ mm}$  lichter Baulänge aufgewunden werden, und demnach bei  $200 \text{ mm}$  Lastgeschwindigkeit und der Übersetzung des Vorgeleges  $1:5$

$$n = \frac{200 \cdot 5 \cdot 60}{18 \cdot 30} = 111 \sim 110.$$

Die Werthe, welche sich aus der Ausführung der Zahnräder als Grundlage der Entwurfrechnung ergeben, entsprechen nur den üblichen Annahmen für mässige Betriebsanstrengung und sind der Rücksicht auf beschränkte Raumverhältnisse entsprungen. Treffen diese Voraussetzungen nicht zu, so treten die Forderungen für ausreichenden Schutz gegen störend schnellen Verschleiss bei lebhaftem Betrieb in den Vordergrund.

Demgemäss wäre dann für das kleine Triebrad

$$z \geq 15 \text{ statt } 12, \psi = \frac{\text{Zahnbreite}}{\text{Theilung}} = 2,5 \text{ statt } 2$$

und der spezifische Zahndruck  $k$  mit Rücksicht auf die zugehörige Umdrehungszahl  $n = 110$  in der Minute  $\leq 12 \text{ kg}$ , statt  $20$  zu wählen.

Hiermit folgt nach Gleichung 182, S. 175

$$t \text{ cm} = \sqrt[3]{\frac{2 \pi M}{k \psi z}} = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{12 \cdot 2,5 \cdot 15} \cdot \frac{750 \cdot 8,64}{0,86 \cdot 5}} = 2,75 \text{ cm.}$$

Dem entspricht als Theilkreishalmmesser  $2r = \frac{2,75 \cdot 15}{\pi} = 13,13 \text{ cm} \sim 130 \text{ mm}$

und für das grössere Rad mit 75 Zähnen  $2R = 650 \text{ mm}$ , mit unbedeutender Verkleinerung der Theilung, während sich in der Ausführung mit  $t = 26,2 \text{ mm}$ ,  $z = 12$  und  $Z = 60$ ,  $2r = 100$  und  $2R = 500$  findet.

Die Einschaltung der bereits mehrfach erörterten vereinigten Sperrrad- und Schleuderbremse ist der Zeichnung zu entnehmen. Die grösste Senkgeschwindigkeit ist zu  $200 \text{ mm}$  angenommen.

Die aussergewöhnlichen Wellenlängen mit dreifachen Lagern sind durch örtliche Verhältnisse bedingt, welche nicht gestatten, die Riemenzuleitung und die Ebene des Kettenlaufes näher aneinander zu rücken und die Kettennuss, wie sonst üblich, zwischen den Lagerböcken des Hauptgestells unterzubringen.

#### Sicherheitswinde mit Riemenbetrieb von Briegleb, Hansen & Co.

In Fig. 4 bis 9, Taf. 10, ist die Bauart der Briegleb'schen Sicherheitswinden skizzirt, die in ihrer Wirkungsweise der vorher besprochenen Becker'schen Konstruktion vollkommen gleichen. Für die Schleuderbremse  $k$ , Fig. 7, ist die Stauffer'sche Bauart, Fig. 221, S. 265, gewählt und die Sperrradbremse  $gf$  mit den Einzelheiten, Fig. 8 und 9, nach Henkel mit geräuschloser Klinke ausgeführt, wie früher S. 252 an Hand einer genauen Arbeitszeichnung von Gebr. Weismüller, Fig. 3, Taf. 7, beschrieben ist. Der Führungsbügel kann für verschiedene Richtungen der Lastkette nach Fig. 4

\*) Vergl. C. Bach, Maschinenelemente.

oder 5, Taf. 10, verstellt werden. Die Last bleibt auch bei Riemen- oder Klinkenbruch unter dem Einfluss der Sicherheitsbremse.

**Bockwinde mit Riemenbetrieb und zwangsläufigem Lastsenken für 1000 kg.**

D.R.P. 134810 von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Zum zwangsläufigen schnellen Senken des leeren Hakens und leichter Lasten bei Winden mit Riemenbetrieb benutzt Becker die lose Scheibe, in Verbindung mit einem einrückbaren Reibrädergetriebe. Das Hubwerk, Fig. 270 bis 272, S. 328 u. 329, besteht aus einer doppelten Stirnräderübersetzung mit den Zähnezahlen 13 und 44 und 11 und 80, so dass bei 235 Umdrehungen der Riemenscheibe in der Minute und 400 mm Seiltrommeldurchmesser eine Hubgeschwindigkeit

$$v = 0,4 \pi \frac{11}{80} \cdot \frac{13}{44} \cdot 235 = 14,55 \text{ m/min}$$

erreicht wird. Der Energieverbrauch beträgt für volle Belastung ungefähr 4 PS.

Die Keilbremsscheibe *b* zum Festhalten der schwebenden Last sitzt fliegend auf der Riemenscheibenwelle, ausserhalb des Bockgestells. Ihr Klotzhebel *h* wird beim Anlassen der Winde durch den untergreifenden Finger der Steuerscheibe *s* gelüftet, auf deren Umfang ein durch alle Arbeitstockwerke geführtes Seil befestigt ist. Die Steuerwelle bethätigt ausserdem durch ihre Muffe *m* mittelst einer Schraubennuthe den Schubstift der Riemenführergabel. Die Schraubennuthe endigt links in einer einfachringförmigen Rastbahn, Fig. 272, um den Riemen nach dem Abstellen der Hubförderung auf der losen Scheibe festzuhalten, wenn die Steuerwelle zum Einrücken des unten beschriebenen Senktriebwerkes weiter gedreht wird. Zum selbstthätigen Abstellen der Winde im tiefsten und höchsten Punkt der Förderbahn ist die Trommelwelle in Form einer Schaltspindel verlängert und hier in ähnlicher Weise, wie in Fig. 344, S. 399, eine Schalmutter aufgesetzt, die den Hakenweg in verkleinertem Massstab kopirt. Die Mutter verschiebt sich achsial an den fest in die Daumenscheibe *d* eingesetzten Führungstangen, welche mit der losen Daumenrolle durch den Steuerwiderstand an der Drehung gehindert werden, bis die Schalmutter mit den nach Bedarf einstellbaren Hubbegrenzungen auf den Stangen zusammentrifft. Am Weiterwandern gehindert, überwindet die Schalmutter den Steuerwiderstand und dreht die Daumenrolle und mit der kalibrierten Kette die Steuerwelle in die Abstelllage zurück. Gleichzeitig mit dem Abstellen des Triebwerkes fällt auch die Haltbremse durch das Zurückweichen des Lüftfingers ein.

Die Losscheibe läuft mit ihrer verlängerten Nabe auf einer im Gestell befestigten gusseisernen Hülse, welche der Kernwelle für die Festscheibe als Lagerbüchse dient, und trägt auf der Nabenverlängerung das Keilrad *k* für den zwangsläufigen Rücktrieb der Windentrommel. Das zugehörige Gegenrad *g* ist ohne unmittelbaren Reibungseingriff auf der Trommelvorgelegewelle angeordnet. Die Bewegungsübertragung zwischen den beiden Keilrädern vermittelt das in einer Gabel der Pendelstütze *p* gelagerte Zwischenrad mit passend keilförmig ausgedrehter Umfangsnuthe, sobald die Pendelstütze durch ihren Tragarm *a*, Fig. 270, beim Drehen der Steuerwelle nach links gedrängt wird.

Um eine kräftige Anpressung zu erreichen, ist der Tragarm *a* nicht unmittelbar auf der Steuerwelle befestigt, sondern lose auf ein Excenter der Welle, Fig. 271, gesetzt. Das ganze Pendelhebelwerk stützt sich am unteren Ende mit einem länglichen Schlitz auf dem Gestellzapfen *z* ab und besitzt dadurch genügend Spiel, um beim Anpressen die Zwischen-

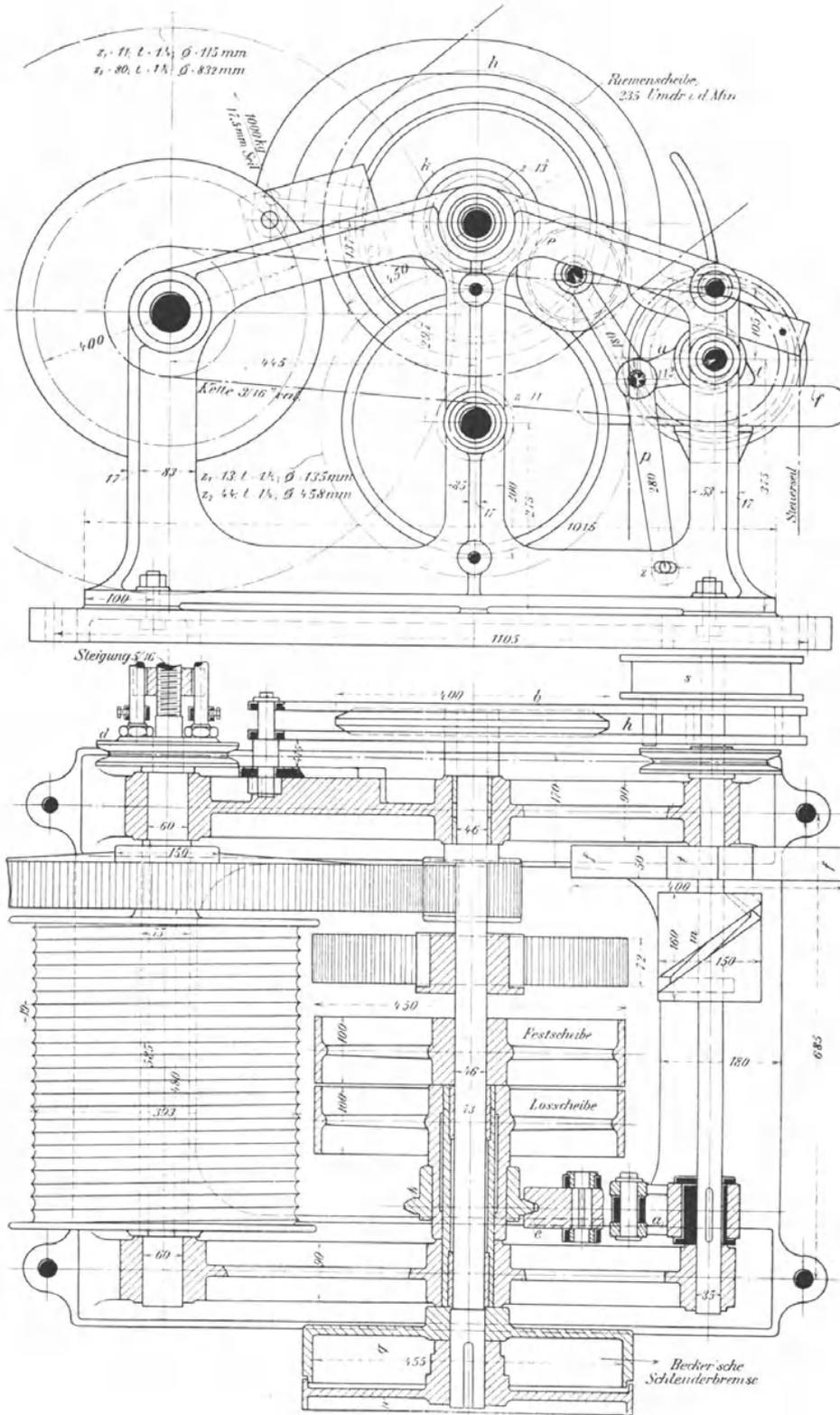


Fig. 270 u. 271. 1:10.

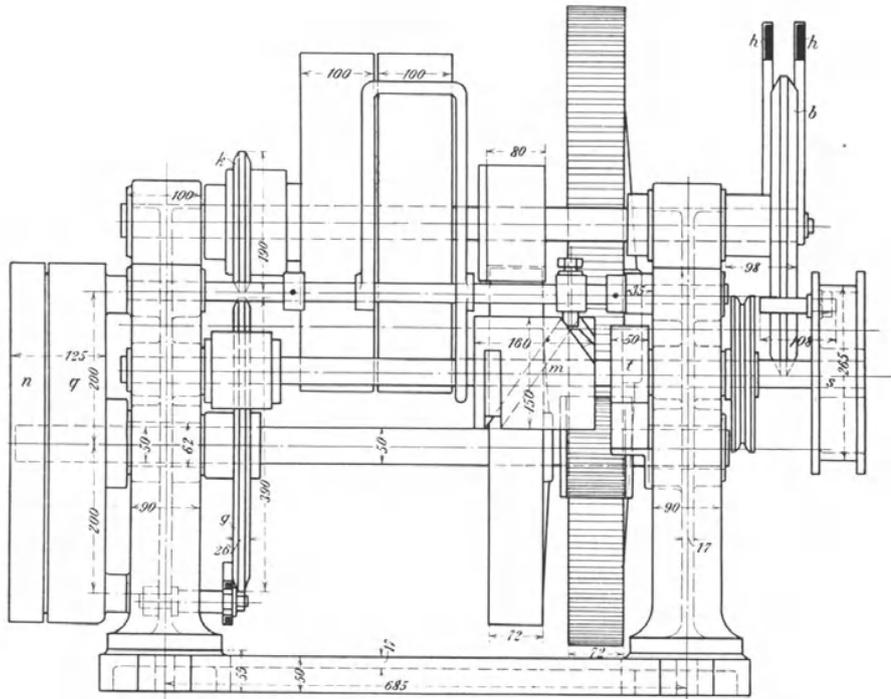


Fig. 272.

scheibe *e* mit gleicher Kraft zwischen die beiden Keilräder *k* und *g* hineinzuzwängen.

Mit den Keilraddurchmessern 190 und 390 mm folgt für die Senkgeschwindigkeit

$$0,4 \pi \frac{11}{80} \cdot \frac{190}{390} \cdot 235 \sim 19,8 \text{ m/min.}$$

Die zwangsläufige Senkgeschwindigkeit ist also etwas grösser als die Hubgeschwindigkeit gewählt.

Das Überschreiten der als zulässig erachteten Grenzsenkgeschwindigkeit durch die treibende Wirkung der Last auf den Riementrieb oder die Gefahr des Laststurzes beim Abfallen oder Reißen des Riemen wird durch die Becker'sche selbstthätige Schleuderbremse — vergl. Fig. 222, S. 266 — ausgeschlossen, deren Klotzscheibe auf der Welle der Festscheibe sitzt und durch den Zusammenhang der Stirnrädervorgelege beim zwangsläufigen Senken, wie beim freien Rücklauf mit umgetrieben wird. Die zugehörige Bremstrommel *q* ist mit dem benachbarten Gestellbock verschraubt.

Die drei, durch Drehen der Steuerwelle zu vermittelnden verschiedenen Zustände unterscheiden sich wie folgt:

- a) Heben der Last: Haltbremse gelüftet, Führungstift der Riemen-  
schubstange nahe dem rechten Ende der Schraubennuthe in der  
Steuerhülse *m* und der Riemen daher auf der Festscheibe, Pendel-  
hebelwerk der Keilräder durch sein Stellcenter zurückgezogen und  
die Keilräder ausser Eingriff.
- b) Festhalten der schwebenden Last: Haltbremse geschlossen, Führungs-  
stift der Riemen-  
schubstange nach links bis zum Übergang der  
Schraubennuthe der Steuerhülse in die wirkungslose Rastbahn fortge-  
wandert, Riemen auf Losscheibe und Keilräder ohne Eingriff.

- c) Zwangläufiges Senken: Haltbremse durch einen zweiten Finger der Steuerscheibe wieder gelüftet, Führungstift der Riemenschubstange in der Rast der Steuermuffe, Riemen auf loser Scheibe festgehalten, Pendelhebelwerk der Keilradzwischenrolle durch sein Excenter vorgedrückt, Keilräder im Eingriff und von der Losscheibe angetrieben.

Diese drei Hauptstellungen werden durch einen dreieckigen Stein  $t$  Fig. 270 auf der Steuerwelle gesichert, gegen den sich von unten eine langgeschweifte Flachfeder  $f$  anpresst und einen verstärkten Widerstand äussert, wenn man den mit einer flachen Seite aufliegenden Stein in die nächstfolgende Steuerlage dreht, weil hierbei die Feder durch die abgerundeten Steinkanten mit wachsendem Hebelarm tiefer durchgedrückt werden muss, während der Federdruck andererseits nach Überschreiten der stärksten Durchbiegung den Schlussübergang in die neue Steuerlage selbstthätig unterstützt.

Will man den zwangläufigen Rücktrieb der Windentrommel auf das Senken des leeren Hakens und leichter Lasten beschränken, so hat man durch passende viereckige Form des Steuersteines noch eine Zwischenstellung zu schaffen, in welcher sich der Riemen bei gelüfteter Haltbremse auf der Losscheibe befindet, aber das Keilräderpaar noch nicht zum Eingriff gebracht ist. Dann übernimmt die selbstthätige Schleuderbremse allein den Schutz gegen übermässige Senkbeschleunigung. Ein Bedürfniss hierfür liegt im allgemeinen nicht vor, weil grössere Lasten der Transmission keine Kraft entnehmen und die Schonung des Riemens durch verminderte Spannung wenig bedeutungsvoll ist, weil er immerhin leer mitläuft, also nicht zur Ruhe gebracht wird.

Die Becker'sche Konstruktion bedeutet einen Fortschritt für Speicherwinden, wie ihn auch Asmussen in seiner Winde, S. 338, mit etwas anderen Mitteln erzielt, weil der rasche zwangläufige Rücktrieb des leeren Hakens die Leistungsfähigkeit steigert, ohne das Hilfsmittel starker toter Hakenbelastung anzuwenden, das einen entsprechenden Mehraufwand an Energie zum Heben verursacht und das Hantieren mit dem Haken erschwert oder besondere Lastgehänge unter dem toten Gewicht nothwendig macht, welche die nutzbare Hubhöhe beschränken.

#### **Dampfwinde von Emmerson, Walker & Co.**

Eine Dampfwinde mit geneigten Cylindern aus der Fabrik von Emmerson, Walker & Co. in London ist auf Taf. 10 in den Figuren 10 bis 12 und durch die Textfiguren 273 und 274, dargestellt.

Das ganze Maschinenwerk liegt in zwei niedrigen Böcken auf einer gemeinsamen gusseisernen Grundplatte. Die Dampfzylinder sind mit den Geradfürungen für die Kreuzköpfe aussen gegen die Böcke des Maschinenstells festgeschraubt, während die Schieberexcenter, die Zahnräder und die Windentrommel zwischen den Böcken liegen. Die Wirkungsweise der Stephenson'schen Coulissensteuerung mit Vor- und Rückwärtsexcentern ist als bekannt voranzusetzen. Die gezeichnete Mittelstellung des Steuerhebels entspricht dem Stillstand der Maschine.

Ausser der Trommelwelle  $A$  sind zwei Vorgelegewellen  $B$  und  $C$  vorhanden, von denen die Welle  $B$  die Kurbelscheiben der Dampfmaschine trägt.

Zum Aufwinden kleiner Lasten wird das eine Vorgelege, zum Lastsenken werden beide ausgeschaltet, um den Lastniedergang lediglich durch das auf der Trommelwelle sitzende Bremswerk zu regeln, während die Dampfmaschine und die Vorgelegewellen stillstehen. Zu dem Zweck sind die beiden in das grosse Zahnrad  $T$  der Trommelwelle eingreifenden Ritzel

*E* und *J* auf ihren zugehörigen Wellen *B* und *C* lose und können nur abwechselnd durch Einrücken der in Feder und Nuth auf den Wellen verschiebbaren Zahnkupplungen  $K_1$  und  $K_2$ , mittelst des Handhebels *H* eingeschaltet werden. In Fig. 274 sind beide Kupplungen zum Lastsenken ausgerückt; die Ritzel *E* und *J* laufen hierbei frei auf ihren Wellen. Die Bremse wird durch einen Fusshebel *F*, Fig. 274 und Fig. 10, Taf. 10, in Thätigkeit gesetzt, der im ruhenden Zustande durch eine Feder gelüftet bleibt. Der Spielraum zwischen Bremsband und Scheibe kann durch eine in verdeckter Lage in Fig. 10, Taf. 10, punktirt angegebenen Schraube nach Bedürfniss geregelt werden.

Zum Arbeiten mit einfachem Vorgelege ist durch Umlegen des Handhebels nach links, Fig. 274, die Kupplung  $K_1$  in das Stirnrad *E* einzurücken, um hierdurch den Antrieb der Kurbelwelle auf das Trommelrad *T* zu übertragen. Durch den Eingriff der Räder *G* und *L* einerseits, wie der Räder *T* und *J* andererseits, läuft dabei sowohl die zweite Vorgelegewelle *C*, als auch das Ritzel *J* mit um, ohne jedoch eine weitere Wirkung zu äussern, weil sich die Welle *C* lose in dem freiumlaufenden Rade *J* dreht.

Will man mit doppeltem Vorgelege arbeiten, so ist der Handhebel *H* nach rechts hinüberzuziehen, um das Ritzel *E* loszukuppeln. Es pflanzt sich dann bei freier Drehbarkeit des Rades *E* der Antrieb der Kurbelwelle durch den Eingriff der Räder *G* und *L* auf die zweite Vorgelegewelle *C* fort und wird durch das mit ihr gekuppelte Ritzel *J* auf das Trommelrad *T* übertragen.

Die Trommelwelle *A* ist über die Gestellwände nach aussen verlängert, damit zum Aufwinden loser Taue Spilköpfe aufgesetzt werden können.

Die Vierkantköpfe der Vorgelegewelle *C* sind zur Aufnahme von Handkurbeln für gelegentlichen Handbetrieb der Winde bestimmt.

Der vertiefte Rand der Maschinengrundplatte fängt das abtropfende Schmiermaterial, sowie ausspritzendes Kondensationswasser auf und schützt somit die Umgebung der Maschine vor Verunreinigungen. Diese Vorsicht ist ganz besonders bei hölzernem Bodenbelag zu beachten, weil sonst der Standort der Arbeiter schlüpfrig wird.

Die Umsetzungsverhältnisse der Zahnradvorgelege sind aus den

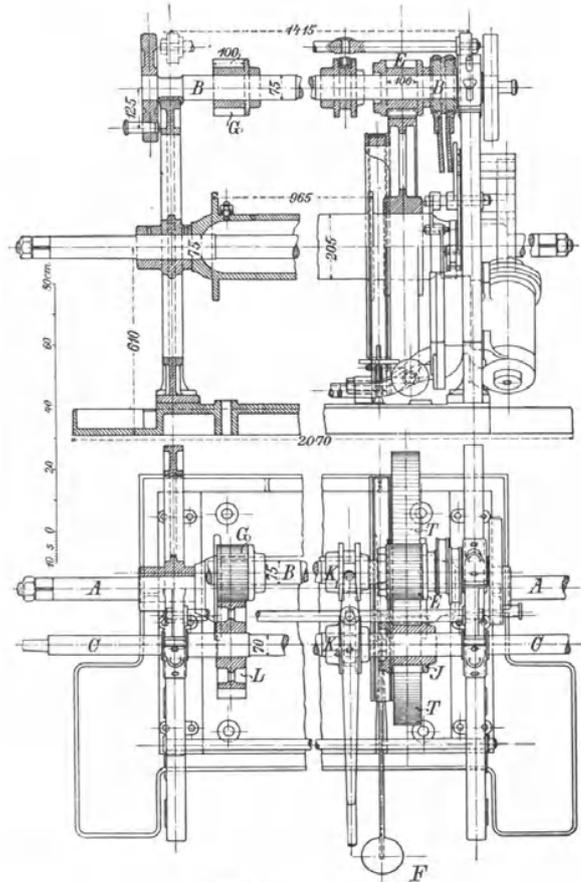


Fig. 273 u. 274.

Zähnezahlen der Zeichnung ersichtlich. Die Cylinder haben 150 mm Bohrung bei 250 mm Kolbenhub. Die Anfangsspannung des Dampfes in den Cylindern beträgt  $\sim 4$  kg auf das qcm.

Die schiefe Cylinderlage bietet den Vortheil möglichst günstiger Raumausnutzung, aber der Wechsel der senkrechten Kräfte in der Dampfmaschine bei jedem Kolbenspiel spricht zu Gunsten vollkommen wagerechter Cylinder, sobald man gezwungen ist, die Winde auf mehr oder minder nachgiebigen Deckenkonstruktionen aufzustellen. Dies ist der Grund, weshalb für Schiffe im allgemeinen liegende Dampfwinden vorgezogen werden, trotzdem sie mehr Deckfläche beanspruchen, falls man nicht elektrischen Betrieb zur Verfügung hat, der auch in dieser Beziehung alle Schwierigkeiten in einfachster Weise beseitigt. \*)

#### Dampfwinden-Umsteuerung von Appleby Brothers in London.

Die alte Dampfmaschinen-Umsteuerung mit Umwerfexcentern ist von Appleby Brothers zum Umsteuern von Dampfwinden und Dampfkranebenutzt. \*\*) Parallel zur Kurbelwelle *A*, Fig. 275, ist eine besondere Steuer-

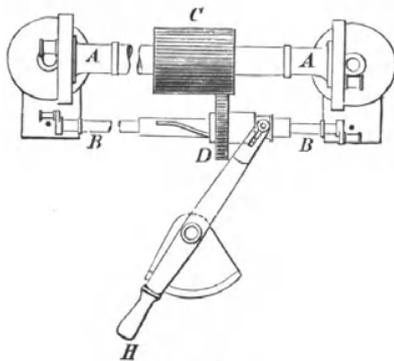


Fig. 275.

welle *B* gelagert, mit Kurbelzapfen für die Lenkstangen der Dampfvertheilungsschieber. Beide Wellen drehen sich durch den Eingriff zweier Zahnräder *C* und *D* von gleicher Zähnezahl mit gleicher Geschwindigkeit. Bei der Montage müssen die Zahnräder so ineinander geschoben werden, dass die Excenterkurbel für die gezeichnete Endstellung um  $90^\circ + \delta$  gegen die Kolbenkurbel vorsteht, wenn  $\delta$  den Voreilungswinkel der Schiebersteuerung bezeichnet. Um den Winkel zwischen der Kolben- und Schieberkurbel innerhalb der Grenzen  $180^\circ - 2\delta$  verändern zu können und dadurch den Bedingungen der Umsteuerung zu genügen, ist das Zahnrad *D*

auf seiner Welle verschiebbar und greift mit einer Nase in eine spiralförmige Steuerwellennuth, deren Steigung so bemessen ist, dass die Schraubenwindung innerhalb der Verschiebungsgrenzen des beweglichen Rades  $180^\circ - 2\delta$  beträgt. Da der Eingriff der Räder *C* und *D* das Rad *D* hindert, sich unabhängig frei zu drehen, muss sich die Steuerwelle in der Radnabe um  $180^\circ - 2\delta$  verstellen, wenn *D* durch den Hebel *H* von einer Endstellung in die andere geführt wird. Appleby beschränkt die Länge der Verschiebung auf 90 mm, aber auch hierbei fällt das Rad *C* auf der Hauptwelle immerhin noch unbequem lang aus. Will man diesen Übelstand vermeiden, so kann man die Seitenverschiebung des Steuerwellenrades durch Verschieben einer Hülse ersetzen, die zwischen Welle und Nabenbohrung eingeschaltet wird und mit der Welle durch gerade Feder und Nuth verbunden ist, mit der Radnabe dagegen durch Spiralnuth und zugehörige Feder in Eingriff steht. Die Wirkung ist genau dieselbe, wie die oben besprochene, sobald das Rad *D* an einer Seitenverschiebung gehindert wird. Beide Zahnräder *C* und *D* erhalten dabei gleiche, gewöhnliche Breite. Die in Rede stehende Steuerung lässt sich mit vollkommener Sicherheit, ohne jede vorherige Übung, handhaben und gewährt gleichzeitig

\*) Vergl. Busley, Die Schiffsmaschine, 1883, S. 255, mit Taf. 38 u. 39.

\*\*) Radinger, Bericht über die Motoren der Wiener Welt-Ausstellung 1873. Mit derselben Umsteuerung sind die kleinen Dampfschiffe in Stockholm ausgerüstet.

in den Zwischenlagen die Vortheile veränderlicher Expansion, soweit sich solche durch Verändern des Voreilungswinkels erzielen lässt. \*)

### Elektrische Bootswinden für grosse Seedampfer.

Von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. Benrath bei Düsseldorf.

Die Winde, Fig. 276 bis 278, S. 334 u. 335, ist mit doppelten, wasserdicht gekapselten Hauptstrommotoren ausgerüstet, die zu beiden Seiten der Seiltrommel auf der sehr kräftig gehaltenen gusseisernen Grundplatte stehen und je durch ein Schneckengetriebe in Verbindung mit einer weiteren Stirnräderübersetzung auf die Trommel arbeiten. Die getrennte Lagerung der beiden Vorgelegewellen mit den Schneckenrädern und Trommelritzeln sichert den vollen Eingriff der Stirnräder auf beiden Seiten, ohne gegenseitige Zwängung, da erst die Trommel das gemeinsame Kuppelglied des Zwillingsetriebes bildet. Jedes Schneckengetriebe ist im Kopf des Schneckengehäuses mit der Benrather Lamellen-Drucklagerbremse — vergl. Fig. 228 bis 230, S. 277 — und ausserdem mit einer elektromagnetischen Lüftbremse ausgerüstet, deren Bremsbänder aus weichem zähen Eisen mit Holzsegmenten gefüttert und ausgedreht die eine Hälfte der elastischen Kupplung zwischen Motor und Schnecke und zwar die auf der Schneckenwelle als Brems Scheibe umschlingen. Die Lüftsolenoiden *S* stehen zwischen den Motoren vor der Seiltrommel.

Die Schnecke ist aus vollem Stahl geschnitten, das Schneckenrad in Stahlguss mit gefrästem Phosphorbronzekranz hergestellt; die Trommelritzeln sind wegen der hohen Anstrengung aus Stahl geschmiedet und gefräst, die Trommelräder aus Stahl gegossen. Für aushilfsweisen Handbetrieb sind die Köpfe der Schneckenwellen als Vierkante zum Aufsetzen von Handkurbeln *C* ausgebildet. Soll der Handbetrieb für die volle Grenzlast genügen, so werden zwei weitere Kurbeln auf den Köpfen der Motorwellen erforderlich, die dann in gleicher Weise mit Vierkanten zu versehen sind.

Der elektrische Steuerapparat kann an beliebiger, passender Stelle untergebracht werden und entspricht in seiner Bauart den üblichen Schaltwalzen der Strassenbahnwagen für Hintereinander- und Parallelschalten der beiden Motoren, um die Maschine langsam anlaufen lassen zu können und, wenn nöthig, im Betrieb auf die doppelte Geschwindigkeit überzugehen. — Bd. II, S. 53 und 306.

Beim elektrischen Betrieb werden nur die Schaltwalzen bedient. Für Handbetrieb setzt man die selbstthätigen Drucklagerbremsen zum Senken mittelst der Handhebel *A*, welche die inneren Sperrklinken der Lamellenbremse auszurücken gestatten, ausser Wirksamkeit und hebt ausserdem noch die elektromagnetischen Lüftbremsen an, um die Last mehr oder minder freizugeben. Hierfür sind die belasteten Spannhebel der Bandbremsen über ihre Aufhängepunkte an den Lüftmagneten bis zur Windenmitte verlängert und gemeinsam durch Hängeschienen mit dem Handhebel *B* verbunden. Während des Aufkurbelns von Lasten muss dieser Hebel vollständig gelüftet werden; beim elektrischen Betrieb nimmt er an dem selbstthätigen Lüftspiel der Magnete theil. Der ganze Aufbau der Maschine ist einfach, in allen Theilen leicht zugänglich und für starke Beanspruchung bemessen. Auf den starken Energieverbrauch der Drucklagerbremsen ist früher S. 278 u. 279 hingewiesen. Elektrische Bremssteuerung mit Generatorschaltung der Motoren ist hierfür vorzuziehen. Die eingekapselten Betriebe sind mit Schauöffnungen für Wartung und Revisionen versehen. Die Trommelwelle lässt sich mit ihren Stirnrädern nach Entfernung der Lagerdeckel frei ausheben.

\*) In Amerika wurden früher auch für Personen- und Lastaufzüge vielfach Dampfwinden aufgestellt. Vergl. A. Riedler, Bericht über die Ausstellung zu Philadelphia, Personen- und Lastaufzüge, und Gutermuth, Z. d. V. d. Ing. 1888, S. 793.

Fig. 276.

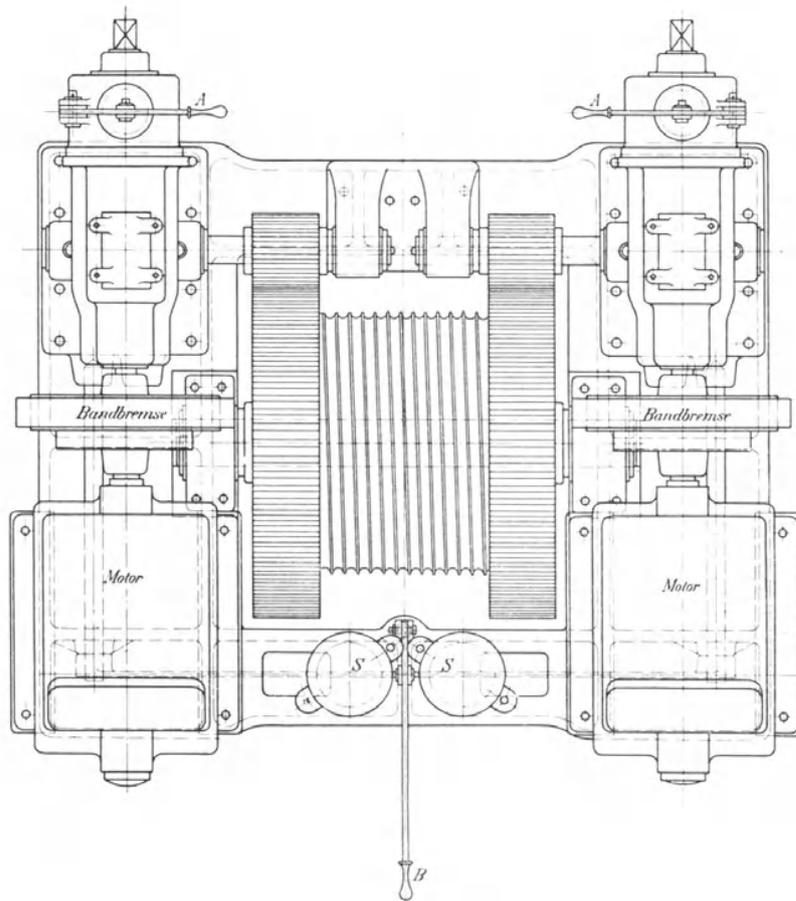
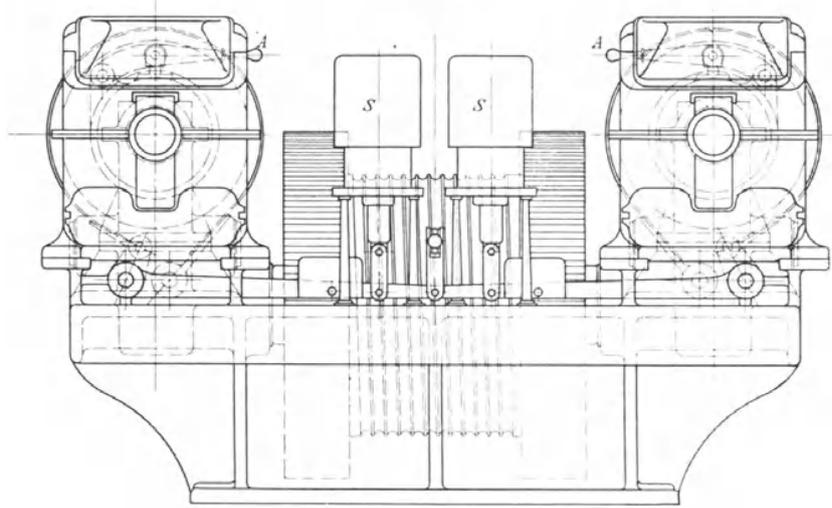


Fig. 277.

Die Bootswinden werden von der Fabrik in zwei Grössen für 16 t und für 8,5 t Zugkraft gebaut.

Die 16 t-Winden erhalten unter der Annahme eines Wirkungsgrades von 0,75 für das Gesamtgetriebe bei schnelllaufender Schnecke zwei Motoren von je 35 PS<sub>e</sub> Leistung bei 340 Uml./Min. mit Parallelschaltung und ein 42 mm starkes englisches Drahtseil von 117 000 kg Bruchfestigkeit. Ihr Eigengewicht beträgt mit voller Ausrüstung, aber ohne Seil, etwa 12 500 kg.

Die Arbeitsgeschwindigkeiten betragen

bei einem Seilzug von:	und Schaltung:	m/sec
16 000 kg	in Reihe	0,125—0,150
16 000 kg	parallel	0,250—0,300
2 000 kg	in Reihe	0,260—0,600
2 000 kg	parallel	0,520—0,600
leer	in Reihe	0,375
leer	parallel	0,750

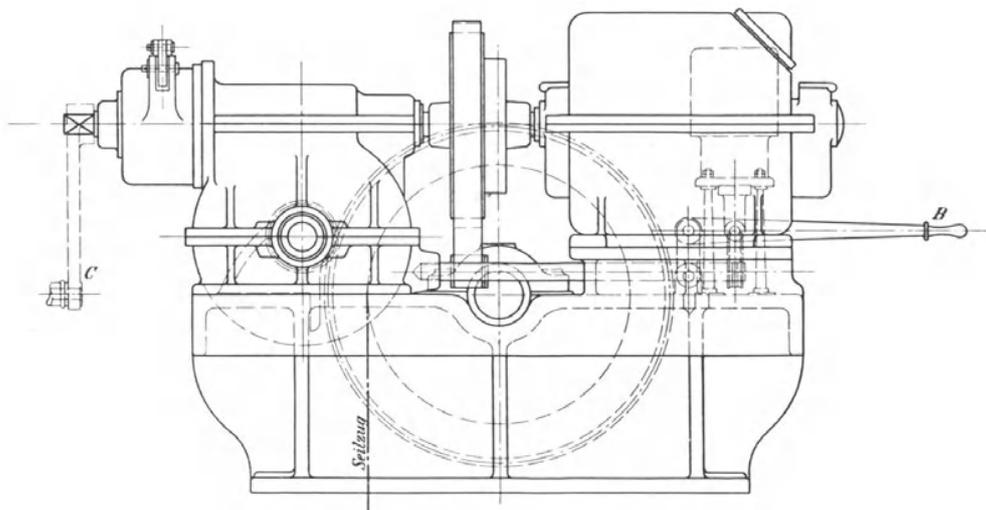


Fig. 278.

Für Handbetrieb ist unter Annahme eines Wirkungsgrades von  $\sim 0,7$  wegen des grösseren Kraftverbrauches der langsam laufenden Schnecken auf einen Kurbeldruck von 150 kg an jedem Getriebe zum Heben der vollen Last gerechnet, der sich auf je zwei Kurbeln mit je drei Mann vertheilt, so dass im ganzen 12 Mann an 4 Kurbeln erforderlich sind. Bei Kurbeln von 500 mm Armlänge und 0,5 m Kurbelgeschwindigkeit in der Sekunde, wird eine Hubgeschwindigkeit an der Trommel von 0,4 m in der Minute erreicht, die sich für leichtere Lasten auf 0,6 m in der Minute erhöht, wenn die Kurbelgeschwindigkeit auf 0,75 m/sec gesteigert werden kann. Die Trommel hat 800 mm Wickeldurchmesser.

Die kleineren Bootswinden für 8,5 t Zugkraft erhalten zwei Motoren von je 26 PS<sub>e</sub> bei 540 Uml./Min. mit Parallelschaltung und liefern folgende Arbeitsgeschwindigkeiten:

Seilzug:	Schaltung:	Hubgeschwindigkeit m/sec
8 500 kg	in Reihe	0,150—0,165
8 500 kg	parallel	0,300—0,330
2 000 kg	in Reihe	0,250
2 000 kg	parallel	0,500
leer	in Reihe	0,375
leer	parallel	0,750

Für den Handbetrieb ist bei voller Belastung ein Gesamtkurbeldruck von etwa 160 kg an 450 mm Kurbelarmlänge vorausgesetzt und mit 0,5 m Kurbelgeschwindigkeit in der Sekunde eine Lastgeschwindigkeit von 0,4 m in der Minute

erreichbar, die sich für leichte Lasten auf 0,6 m erhöht, wenn die Kurbelgeschwindigkeit auf 0,75 m/sec steigt. Der Wickeldurchmesser der Trommel beträgt 700 mm.

Die 8,5 t-Winden wiegen mit voller Ausrüstung ohne Seil ungefähr 9000 kg. Das 32 mm dicke Drahtseil hat eine Bruchfestigkeit von 68 000 kg.

Deckwinden von Lidgerwood siehe Roedder, Z. d. V. d. I. 1900, S. 1690 u. f.

**Elektrisch betriebene Streckenförderwinde mit Seilreibungstrommeln für Gebr. Körting in Körtingsdorf von E. Becker-Berlin-Reinickendorf.**

400 kg Seilzug 1 m/sec Fördergeschwindigkeit.

Der Förderhaspel, Fig. 279 bis 281, enthält zwei Seilreibungstrommeln aus Stahlguss von 400 mm Durchmesser mit je drei Nuthwindungen zur dreifachen Umschlingung durch ein 10 mm starkes Drahtseil von 4 400 kg Bruchfestigkeit für 400 kg Betriebsbelastung. Das Seil läuft an den Trommelscheiteln über schräg gelagerte Leitrollen zu und ab, vor denen zur Einführung in die Förderbahn noch senkrechte Tragrollen am schmiedeeisernen Grundrahmen der Winde fliegend eingebaut sind. Die ganze Seillänge beträgt 350 m.

Die gusseisernen, mit den Trommeln verschraubten Stirnräder haben 52 Zähne bei  $9\pi$  Theilung. Das dazwischenliegende gemeinsame Antriebritzel ist aus Stahl geschmiedet und besitzt 13 Zähne. Die Ritzelwelle empfängt ihren Antrieb von einem Körting'schen 10 PS-Motor mit 850 Uml./Min. durch ein einfaches Stirnrädervorgelege, dessen Rohhautritzel mit 20 Zähnen und  $6\pi$  Theilung mit einem 90 zähligen gusseisernen Stirnrade zusammen arbeitet. Alle Zahnräder sind gefräst. Aus den Übersetzungen folgt die Seilgeschwindigkeit

$$0,4\pi \frac{13}{52} \cdot \frac{20}{90} \cdot 850 \sim 60 \text{ m/min.}$$

und aus der Leistung und der Motorgröße als Rechnungsgrundlage für den Entwurf ein Gesamtwirkungsgrad von 0,53, womit vor allem die Wirkungsverluste an den Seilreibungstrommeln mit den wiederholten Seilbiegungen berücksichtigt sind.

Die Trommelwellen sind von den Seilspannungen durch eine Stahl-druckrolle auf der Ritzelwelle entlastet, welche genau zwischen die abgedrehten Trommelränder passt und die entgegengesetzten Kräfte aufnimmt.

Die Haltbremse ist als holzgefütterte Bandbremse mit belastetem Spannhebel ausgeführt und so entworfen, dass die gleichgrossen Kraftarme des auf- und ablaufenden Bandtrums für beide Laufrichtungen den gleichen Bremswiderstand erzeugen. Auf dem Kopf der einen Trommelwelle ist ausserdem noch eine selbstthätige Becker'sche Schleuderbremse als Schutz gegen Durchgehen des Hauptstrommotors eingebaut.

Statt der sonst bei elektrischem Betrieb üblichen elektrischen Steuerung der Haltbremse durch ein Lüftsolenoid, das gleichzeitig mit dem Anlassen des Motors erregt wird und beim Abstellen mit dem Verschwinden des Stromes die Bremse wieder einfallen lässt, ist hier das regelrechte Zusammenwirken von Bremse und Anlasser auf mechanischem Wege vermittelt und dafür gesorgt, dass beim Abstellen der Winde die Bremse selbstthätig einfällt und umgekehrt der Arbeiter zunächst die Bremse lüften muss, bevor er die Winde in Betrieb setzt, und die Bremse nicht zur Wirkung bringen kann, solange der Windenmotor durch den Schalthebel unter Strom steht.

Zu dem Zweck ist auf die untere Verlängerung der Schaltwalzenachse des getrennt von der Winde aufgestellten elektrischen Steuerapparates, Fig. 282, eine gusseiserne Muffe mit Ringnuthe und einem von hier nach oben verjüngt zulaufenden Längsschlitz aufgesetzt und ein zweiarmiger, um  $b$

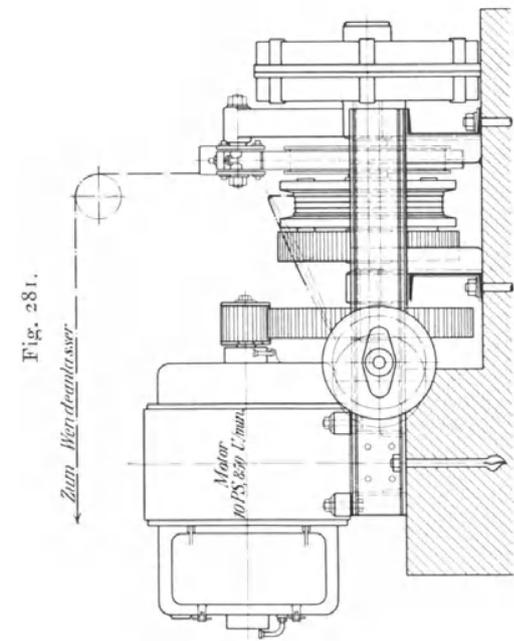


Fig. 281.

Zum Werdrahtseil

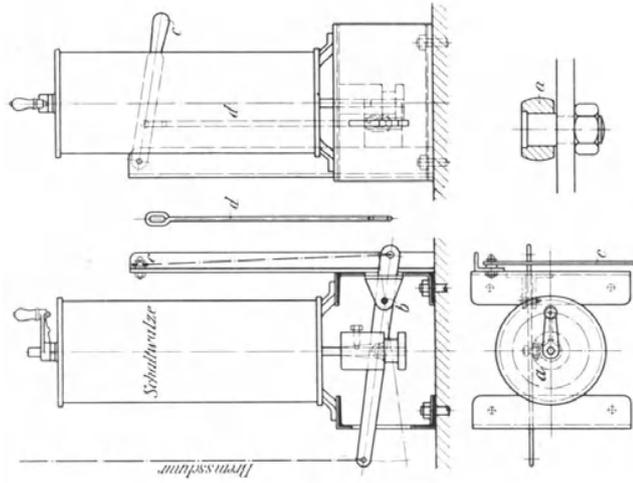


Fig. 282.

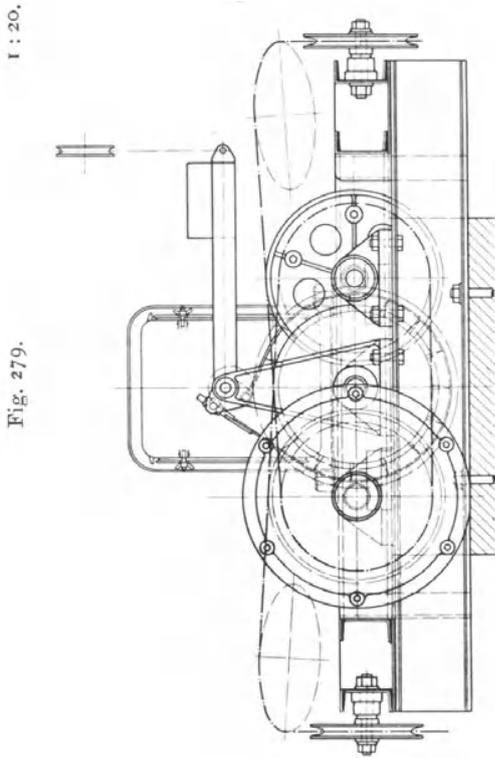


Fig. 279.

1 : 20.

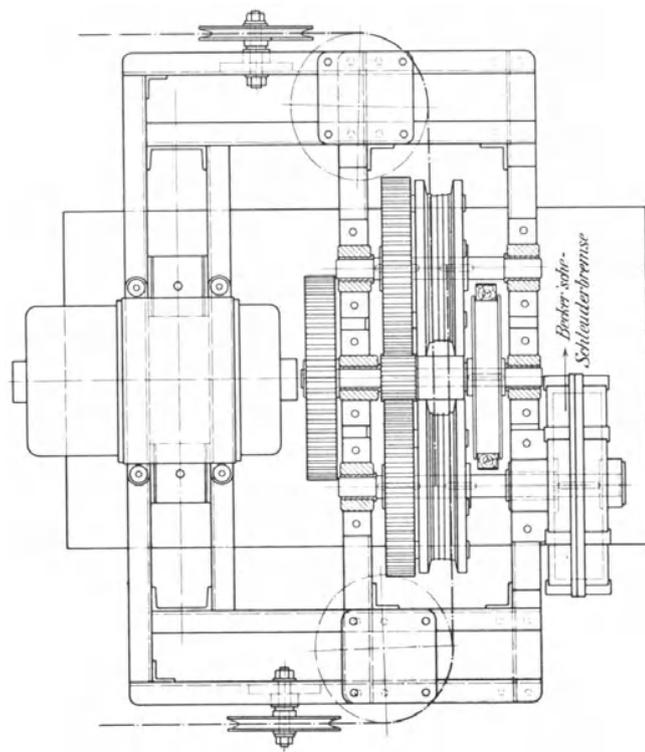


Fig. 280.

drehbarer Riegelhebel mit seitlicher, in die Nutte oder den Schlitz eingreifender Rolle *a* einerseits durch Schnurzug mit dem Bremshebel der Winde, andererseits durch eine Lenkstange *d* mit dem Hilfsteuerhebel *c* am Schaltwalzenständer verbunden. In der Mittellage der Schaltwalzenkurbel steht der

senkrechte Muffenschlitz, wie gezeichnet, über der Rolle  $a$  des Riegelhebels, und das Gewicht des Bremshebels an der Winde zieht die Rolle in den Schlitz hinein, indem die Bremse gleichzeitig gespannt wird und den Steuerapparat sperrt. Zum Anlassen der Winde ist zunächst der Hebel  $c$  anzuheben, um die Rolle des Riegelhebels bis in die Ringnuthe der Muffe herabzudrücken und durch den Schnurzug die Windenbremse zu lüften. In dieser Lage lässt sich die Stromschaltkurbel drehen und verriegelt dann durch die Ringnuthe das Bremshebelwerk in seiner Lüftstellung.

**Winde mit elektrischem Antrieb und Reibrädern von G. Asmussen.**

D.R.P. 86857. Ausgeführt von Blohm & Voss in Hamburg.

Die patentierte Winde von Asmussen, Taf. 11, Fig. 1 bis 4, bietet ein interessantes Beispiel für die Übertragung des elektrischen Betriebes auf Winden mit Reibrädern und Schneckentriebwerk mit einzelnen neuen Eigenthümlichkeiten für die Art, wie die Reibräder ein- und ausgerückt werden und gleichzeitig als Wendegetriebe für verschiedene Geschwindigkeit beim Heben und Senken dienen.

Der Elektromotor  $A$  ist in dem unteren kastenförmigen Raum des gusseisernen Maschinengestells untergebracht und steht auf einer kräftigen Blechplatte, die durch gusseiserne Böcke hinten mit zwei konachsialen Gelenken an dem fest im Maschinenkasten gelagerten Bolzen  $n$ , vorn an dem kurzen Arm des Gegengewichtshebels  $m$  mit einem Coulissenstein aufgehängt ist und durch das Gegengewicht  $G$  in der Wage gehalten wird. Die Drehachse  $l$  des Gegengewichtshebels bildet gleichzeitig die Drehachse des Steuerhändels  $k$ . Durch den Ausschlag des Steuerhebels wird die Tragplatte des Elektromotors gehoben oder gesenkt und damit das Keilnuthenstirnrad  $b$  auf der Motorachse entweder in den inneren Keilnuthenkranz der Kopfscheibe der darüber liegenden Schneckenwelle eingesenkt oder gegen das volle Keilnuthenrad angepresst, welches die erweiterte Nabe dieser Kopfscheibe bildet.

Das Einrücken in den Hohlkranz geschieht im allgemeinen zum Heben der Lasten und liefert einschliesslich des zweigängigen Wurmgetriebes, bei 58 Zähnen des Schneckenrades, zwischen Motor- und Trommelwelle die Übersetzung  $\frac{165}{721} \cdot \frac{2}{58} = \frac{1}{127}$ . Der Motor läuft mit 1200 Umgängen in der Minute.

Die Trommel wickelt mit 550 mm Durchm. in der Minute  $\frac{1200}{127} 0,55 \pi \sim 16$  m Seil auf, so dass, unter Berücksichtigung kleiner Gleitverluste in den Reibrädern, auf 15 m Hubgeschwindigkeit in der Minute oder 250 mm in der Sekunde gerechnet werden kann. Das Einrücken des Motorkeilrades in das Vollrad der Schneckenwelle treibt die Trommelwelle in umgekehrtem Sinne mit der Übersetzung  $\frac{165 \cdot 2}{343 \cdot 58} = \sim \frac{1}{60}$  an und ertheilt ihr  $\frac{1200}{60} = 20$  Umdrehungen in der Minute, denen eine Wickelgeschwindigkeit am Trommelumfang von etwas über 30 m in der Minute oder von 0,5 m in der Sekunde entspricht.

Ausser der Einfachheit des Wendegetriebes ist die günstige Lage der Schwingungsebene des Motorkeilrades beachtenswerth, die in vollkommener Weise die Forderung erfüllt, dass der richtige Eingriff der doppelseitigen Kämme, unabhängig vom Verschleiss und der damit wechselnden Eingrifftiefe, dauernd gesichert bleibt. Der äussere Umfang des grossen Keilnuthenhohlrades ist als Bremscheibe  $c$  für die Stoppbremse benutzt, die der Arbeiter durch eine Fusstrittplatte  $p$  am Spannhebel  $o$  in Thätigkeit setzt. Während des Betriebes hält ein Gegengewicht am anderen Ende des Spannhebels die Bremse gelüftet.

Die Schnecke läuft in üblicher Weise in einem Öltrog, der den Fuss des gusseisernen Gehäuses für das Schneckenrad bildet. Versuche ergaben, dass die Schnecke mit  $13^{\circ}40'$  Steigungswinkel im Theilkreis das ganze Triebwerk in der Ruhelage noch gerade an der Grenze der Selbsthemmung hält.

Zur vielseitigen Ausnützung ist die Winde, ausser mit der Mitteltrommel zur Aufnahme eines dauernd damit verbundenen Seiles, noch mit zwei Spilköpfen  $i$  zum Aufholen von losem Tauwerk ausgerüstet.

Der Elektromotor ist als Doppelschlussmotor gebaut mit innenliegender Nebenschlusswicklung und darüber gewickelter Hauptstromspule. Unter diesen Verhältnissen konnte für den stets leeranlaufenden Motor auf einen besonderen Anlasswiderstand vollkommen verzichtet werden. Es entspricht im übrigen durchaus dem Verwendungszweck der Winden, dass sie durch die Doppelschlusswicklung ein kräftiges Anzugmoment erhalten und bei geringer Belastung etwas schneller laufen, als bei grosser. Der Motor leistet regelrecht 6 PS, verträgt aber erhebliche Überlastung. Blohm & Voss haben eine grössere Zahl dieser Winden auf ihrer Werft zum Transport der Materialien und zu verschiedenen Verrichtungen beim Schiffsbau in Gebrauch, die sich trotz der ungeschützten Aufstellung im Freien und trotz der Benutzung durch jeden beliebigen Arbeiter, vorzüglich bewähren. Der Arbeiter hat nur den in einer gewöhnlichen Dose neben der Winde unten am Bock angebrachten Stromausschalter auf Stromschluss zu stellen, um die Winde in Betrieb zu setzen und mit dem Händel zu steuern. Anordnung, Bau und Wirkungsweise sind so einfach und übersichtlich, dass sich die Maschine von jedem ungeschulten Tagelöhner ebenso leicht bedienen lässt, wie eine gewöhnliche Handwinde, wenn ein Aufseher die rechtzeitige Ergänzung des Schmiermaterials für die Motoren und Schneckenriebwerke besorgt.

Will man die Möglichkeit ausschliessen, dass ein Arbeiter die Winde belastet anlaufen lässt, so braucht man den Stromeinschalter nur so anzuordnen, dass er durch den Steuerhebelausschlag verdeckt wird und nur in der Mittellage des Händels zugänglich ist.

Asmussen hat seine Konstruktion auch für Aufzugwinden angewendet und für diesen Zweck die Steuerung des Reibräderwendegetriebes von unten mit dem Steuergestänge in der Weise verbunden, wie Fig. 283, S. 340, darstellt.

Die Achse  $l$  entspricht der gleichbezeichneten in Fig. 1, Taf. II und kann für die Aufzugkonstruktion entweder mittelst des Hebels  $k_1$  durch das im Schacht herabhängende Gestänge  $g_1$  oder mittelst des Hebels  $k_2$  am anderen Ende durch das ausserhalb des Schachtes abwärts geführte Gestänge  $g_2$  nach rechts oder nach links gedreht werden, um das Motorkeilnuthenrad zum Heben oder zum Senken einzurücken, wie weiter oben beschrieben ist. Mit der Steuerwelle  $l$  ist der Zahnbogen  $z$  fest verbunden, dessen Verzahnung in ein kleines Stirnrad eingreift, das gemeinsam mit der Scheibe  $s$  auf einem Tragzapfen am Windengestell sitzt. Asmussen benutzt diese Scheibe  $s$  zum Aufhängen des belasteten Bremsspannhebels  $Q$ , um das Hebelgewicht  $Q$  beim Lüften der Bremse in beiden Stellrichtungen zum Anpressen der Reibräder wirken zu lassen. Er wählt zu dem Zweck die Übersetzung zwischen den Zahnbogen  $z$  und dem zur Scheibe  $s$  gehörigen kleinen Stirnrade so, dass bei jedem vollen Steuerzug der Drehwinkel  $\alpha$  oder  $\alpha_1$ , welchen der Aufhängezapfen des Bremshebels an der Scheibe  $s$  aus der gezeichneten Mittellage durchläuft, etwas grösser als  $180^{\circ}$  ist. In der gezeichneten Mittellage, bei abgestelltem Betrieb, ist das Aufhängeseil des Bremsspannhebels schlaff, und das Hebelgewicht kommt ungehindert voll zum Anziehen der Bremse und zum Festhalten des Fahr-

stuhles zur Geltung. Steuert man im einen oder im anderen Sinn zur Auf- oder Niederfahrt, so überschreitet der Aufhängezapfen des Bremshebels an der Scheibe  $s$  den Scheitel seiner Kreisbahn und lüftet auf diesem Wege die Bremse. Während es bis dahin einer äusseren Kraft bedurfte, um die Scheibe  $s$  zu drehen und das Bremshebelgewicht zu heben, bewegt von diesem Augenblick ab das Hebelgewicht  $Q$  die Scheibe  $s$  weiter in dem vorangegangenen Drehsinn, bis der Keilrädereingriff ein festes Widerlager

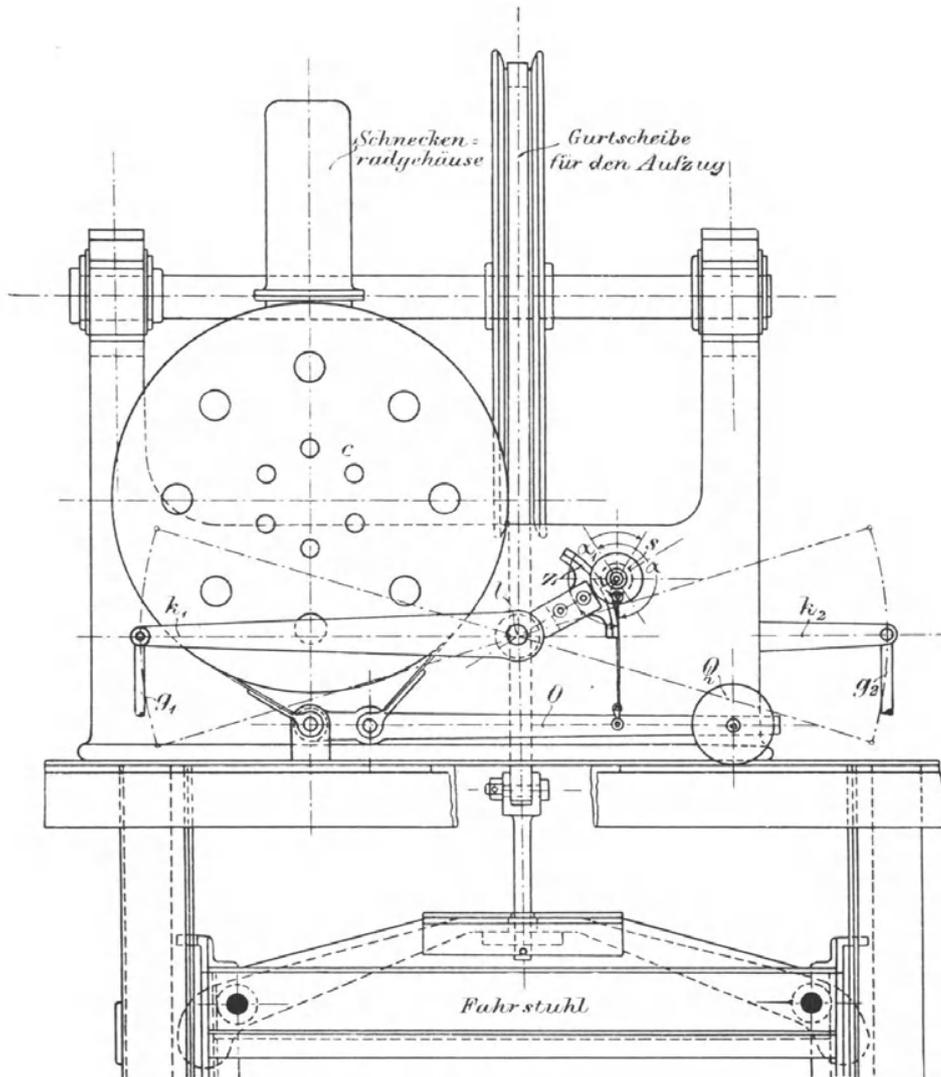


Fig. 283.

bildet und dieser nunmehr durch das Hebelgewicht  $Q$  mit einem ganz bestimmten Anpressungsdruck für den Betrieb der Winde selbstthätig gesichert bleibt. Der Scheibenzapfen überschreitet den Scheitelpunkt seiner Bahn nur wenig, so dass der Bremshebel bei der kleinen Rückwärtsbewegung gegen Ende des Steuerausschlages noch immer hinreichend gelüftet bleibt.

Um der Gefahr vorzubeugen, dass der belastete Fahrstuhl bei langsamem Ansteuern während der Zeit, die zwischen dem Lüften der Bremse

und dem vollen Einrücken der Reibräder vergeht, selbstthätig zu sinken beginnt, empfiehlt es sich für ausreichende Selbstsperrung der Trommel durch genügend kleinen Steigungswinkel des Schneckentriebwerkes zu sorgen.

Die Löcher in der Bremsscheibe dienen zur Kühlung.

**Elektrisch betriebene Rangirwinde von der Rheiner Maschinenfabrik  
Windhoff & Cie. in Rheine i/W.\*)**

Die Rangirwinde von Windhoff, Fig. 284 bis 289, S. 344 und 345, bietet den Spills gegenüber, die sich auf Bahnhofanlagen in Deutschland nur in geringer Zahl vorfinden und verhältnissmässig wenig benutzt werden, den Vortheil, dass sie bequemer mit langen Seilen, selbst bis 200 m, zu arbeiten gestattet, also ein weit grösseres Arbeitsfeld beherrscht und einen billigeren Ersatz für eine gleichwerthige Zahl getrennt aufgestellter Spills bildet, für die man einen gegenseitigen Abstand von nur 50 m als empfehlenswerthe Grenze anzunehmen pflegt.

Für den Entwurf der Winde ist die Rücksicht auf einfache Bedienung, vielseitige Verwendung und möglichste Schonung des Drahtseiles massgebend gewesen. Als Motor ist eine Hauptstrommaschine mit unveränderlicher Drehrichtung eingebaut, welche die Trommel zum Aufwinden des belasteten Zugseiles durch die doppelte Stirnräderübersetzung der Haupttransmission beim Einrücken einer Reibkupplung in Thätigkeit setzt. Das unbelastete Seil wird ebenfalls selbstthätig von der Maschine an die Gebrauchsstelle herausgefördert, und zwar nach Lüften der Reibkupplung durch Einrücken einer Zugwalze, deren treibende Welle durch eine Nebentransmission ständig mit dem Motor umläuft. Durch diese Anordnung bleibt das Seil auch beim Abhaspeln zwischen der Trommel und den Ablieferungsrollen gespannt, weil die Zugwirkung dann von der unmittelbar vor den Ablieferungsrollen liegenden Leerförderwalze ausgeht und die Trommel vom Seil nachgeschleppt wird.

Das Seil kann sich nicht, wie bei älteren Rangirwinden, vor der Trommel zwischen den Wellen und Rädern aufstauen und dort Unheil anrichten, sondern häuft sich nur dicht vor dem Maschinenhause an der Austrittsstelle in losen Schlingen an, wenn es nach dem Gebrauchsort vonhand weniger schnell fortgezogen wird, als es die Ablieferwalze herausfördert.

Das Motorritzel *m*, Fig. 285, setzt durch die Vorgelegewelle *w* mit den Rädern *n* und *o* den aussen als Stirnrad ausgebildeten, lose auf der Trommelwelle angeordneten Hohlkegel *p* der Reibkupplung in Thätigkeit, dessen Gegenkegel fest mit der Welle verbunden ist und im eingerückten Zustande die Trommel *T* zum Seilaufwinden antreibt.

Der Schluss der Kupplung wird selbstthätig mit bestimmt begrenzter Kraft durch eine Zugspiralfeder vermittelt, welche zwischen den Köpfen der doppelschienigen Hebel *q* und *r* eingebaut ist und innerhalb der zulässigen Belastungsgrenzen des Motors für die erforderliche Kraftübertragung eingestellt wird.

Zum Entspannen der Feder und Lüften der Kupplung ist das rechte Hebelwerk, Fig. 284, abweichend vom linken *q* aus dem Haupthebelgestänge *r* und einem hierin gelagerten doppelarmigen Hilfshebel *l* zusammengesetzt, der oben an die Spannfeder angreift und unten von der Mutter der mittelst des Handrades *H* zu bedienenden Stellspindel *s* gefasst wird. Die Stellspindel dreht sich in einem Gelenkquerstück zwischen zwei wagrecht angeschmiedeten Armen der Zwillingshebel *r* und wird durch einen Quer-

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung, Z. d. V. d. I. 1903, S. 385.

bügel, welcher die beiden Hebelschienen  $r$  verbindet, gehindert, die Spannmutter über die gezeichnete Lage, Fig. 284, nach links zu drücken. Hierin liegt die Sicherheit gegen übermässiges Festziehen der Kupplung und die Begrenzung ihrer Übertragungsfähigkeit zum Schutze des Motors beim plötzlichen Auftreten übergrosser Widerstände der in Bewegung zu setzenden Massen. Zum Lüften der Kupplung wird der Hebel  $l$  durch die Steuerschraube dem Sinne des Uhrzeigers entgegen gedreht.

Alle Hebel, Fig. 284 bis 286, sind doppelschienig in symmetrischer Paarform ausgeführt und die Querstücke drehbar eingesetzt. Der entgegengesetzte Druck der beiden Haupthebel auf die beiden Kupplungshälften vernichtet sich in der Welle ohne einseitige achsiale Belastung, und die sonst auftretende gleitende Reibung der Hebeldruckringe ist durch eingebaute Kugellager beseitigt, um störende Arbeitsverluste und Verschleiss fernzuhalten. Auf die Kupplungskonstruktion bezieht sich das D. R. G. M. No. 146290.

Zum raschen Anhalten der Winde beim Auskuppeln der Trommel dient die angegossene Bremsscheibe  $B$ , deren Bremsband durch den Fusstritthebel  $F$ , Fig. 288, gespannt wird. Die Trommel selbst umschliesst ein gusseiserner durchbrochener Schutzkorb  $K$ , der auch bei zufälligen Störungen das Herauspringen des Seiles hindert.

Die unentbehrliche, regelrechte Wicklung des Seiles auf der Trommel in gleichmässigen Lagen übereinander vermittelt ein besonderes Leitwerk, D. R. G. M. 64672, welches das Seil mit gleichbleibendem Geschwindigkeitsverhältniss in zwangläufiger Abhängigkeit von der Trommeldrehung über die Trommelbreite hin- und herführt.

Zu dem Zweck ist parallel zur Trommel ein kräftiger quadratischer Gleitbalken  $G$ , Fig. 285 bis 289, aus Hohl-guss am Windenrahmen verschiebbar gelagert und zur Aufnahme der Abführungsrollen  $t$  und  $u$ , zwischen denen das Seil aus der Maschine herausläuft, um nach rechts oder links abgelenkt zu werden, mit zwei kräftigen, wagerecht vorspringenden Maulbacken ausgerüstet. Der Gleitbalken empfängt seine gleichmässige Verschiebung ohne Geschwindigkeitsabnahme beim Richtungswechsel durch eine excentrische herzförmige Daumenscheibe  $D$ , Fig. 285, welche zwischen zwei am Balken befestigten Druckrollen arbeitet und bei jeder Umdrehung in stetigem Lauf den Balken nach rechts und links mitnimmt. — Vergl. Form und Konstruktion der Daumenscheibe, Fig. 120, S. 129.

Die zwangläufige Abhängigkeit von der Trommeldrehung vermittelt ein Schneckengetriebe zwischen Trommel- und Daumenwelle, Fig. 284 und 285.

Zur Führung des Seiles auf der Strecke vom Ablauf an der unteren Trommelfläche bis zu den Ablieferungsrollen  $u$  und  $t$  ist an der unteren Backe des Gleitbalkens noch eine Leitrolle  $v$ , Fig. 288 und 289, mit tief eingedrehter Nuth gelagert, die von einer übergreifenden Schutzplatte  $x$  überdeckt wird, um jedes Entweichen zu verhindern und die Leitwirkung möglichst dicht an der Trommel zu äussern.

Die Zugwalze zum selbstthätigen Abwickeln des Drahtseiles von der losgekuppelten Trommel besteht aus einer Rillenscheibe  $y$ , Fig. 289, die, auf dem Backenmaul des Gleitbalkens gelagert, seiner Bewegung folgt und für den eigenen Drehantrieb in Feder und Nuth auf einer im Winden-gestell liegenden Welle, Fig. 285, untergebracht ist. Diese Welle wird vom ersten Hauptvorgelege des Motors durch Zwischenräder in Thätigkeit gesetzt und dreht sich inbezug auf das darunter liegende Seil so, dass im Falle einer Anpressung desselben gegen die Rillenscheibe  $y$  das Seil von der Trommel  $T$  nach aussen abgezogen wird. Der Steuerhebel  $z$  zum Anpressen des Seiles gegen die Zugwalze  $y$ , Fig. 288 und 289, gabelt sich

in seinem unteren Verlaufe und umklammert die Leitrolle  $v$  lose auf der gemeinsamen Drehachse. In das nach oben zurückgebogene, in den Seil-  
lauf zwischen den Gleitbalkenbacken hineingreifende Gabelende ist ein  
kleines Tragrollenpaar eingesetzt, das beim Auslegen des Steuerhebels das  
Drahtseil gegen die Riffelscheibe  $y$  anpresst und das Triebwerk als Zug-  
walze wirken lässt.

Im Betriebe wird der Anlasser für den Leerlauf auf eine bestimmte  
Stufe zurückgesteuert, um die Umlaufzahl des Motors auf 240 bis 300  
herabzusetzen, und beim Anziehen von frischen Wagen die Geschwindig-  
keit erst wieder gesteigert, nachdem der Wagen in Gang gekommen ist,  
damit der Kraftverbrauch anfangs nicht zu heftig emporschnellt. Die  
Hauptleistung beim Anziehen ist dem Schwungrade  $S$  übertragen, das bei  
der angegebenen Umlaufzahl des Motors etwa 10 PS Energie besitzt. Zur  
Schonung des Seiles ist dicht hinter dem Anhängenhaken eine Zugdruck-  
feder eingeschaltet. Im übrigen giebt auch die Reibkupplung, wie bereits  
angedeutet ist, bei übermässigen Beanspruchungen nach.

Für die gewöhnlichen Rangirlasten auf Vollbahnen genügt ein Draht-  
seil von 8 mm Dicke.

Die Winde gestattet nicht nur das unmittelbare Heranziehen von Eisen-  
bahnwagen von rechts oder links, wenn sie in üblicher Weise mit ihren  
Wellen parallel zu den Schienen aufgestellt wird, sondern mit Hilfe von  
Umlenkrollen in geeigneten Entfernungen auch die entgegengesetzten Fahr-  
bewegungen und die Bedienung von Drehscheiben. Schliesslich kann man  
einzelne Wagen auch wie beim Lokomotivrangirdienst durch Abstossen frei  
weiter laufen lassen.

Ein Wellblechhaus mit einem Mauersockel von etwa 1 m Höhe und  
reichlicher Fensterzahl für freien Ausblick nach allen Arbeitseiten bilden  
eine geeignete Schutzhütte für die Anlage.

Die ganze Maschine ist sorgfältig durchdacht und in der Ausführung  
durch Fräsarbeit für die schnellaufenden Räder, Ringöler für die Trag-  
lager, Kugellager für die Druckscheiben der Kuppelhebel und für die Ab-  
leitrollen, sowie durch fertige Montirung der Winde in der Werkstatt auf  
einer gemeinsamen Grundplatte den zu stellenden Anforderungen genügt.  
Zur Bedienung genügt ein Mann, da ausser dem Anlasser nur das Hand-  
rad der Kupplung und der Ablaufhebel wechselweise zu steuern sind und  
nach Bedarf der Fusstritthebel der Bremse in Thätigkeit zu setzen ist.

Die Selbstförderung des leeren Seiles ist zum Patent angemeldet.

## b. Kippwinden.

### Kohlenkippe in Birkenhead.

In England sind in einzelnen Kohlenhäfen einfache Kippwinden im  
Gebrauch, um Kohlen aus Eisenbahnwagen in Schiffe auszustürzen. \*)

Figur 290 und 291, S. 346, veranschaulichen die Kippbühne mit der zuge-  
hörigen Winde, in Längs- und Querschnitt, für die Ruhelage. Fig. 292,  
S. 346, zeigt die Bühne in der Kippstellung mit dem Kohlenwagen.

Die Kippbühne, zur Aufnahme der Kohlenwagen aus zwei gekrümmten  
Seitenträgern  $B$  mit Querverbindungen, Bohlen und Schienenbelag gebildet,  
hängt pendelförmig zwischen zwei gusseisernen Bockgestellen  $G$ , Fig. 291.  
Die Aufhängzapfen sind mit  $M$  bezeichnet. Eine durchgehende Welle mit  
den Triebrädern  $A$  setzt die Bühne und die daneben aufgestellte Bockwinde

\*) Siehe Zeitschr. für Bauw. 1878, S. 285, und eine neuere Ausführung mit selbst-  
thätiger Rückkehr durch Gegengewicht für den West Bank-Dock in Widness, ebenda  
1887, S. 307.

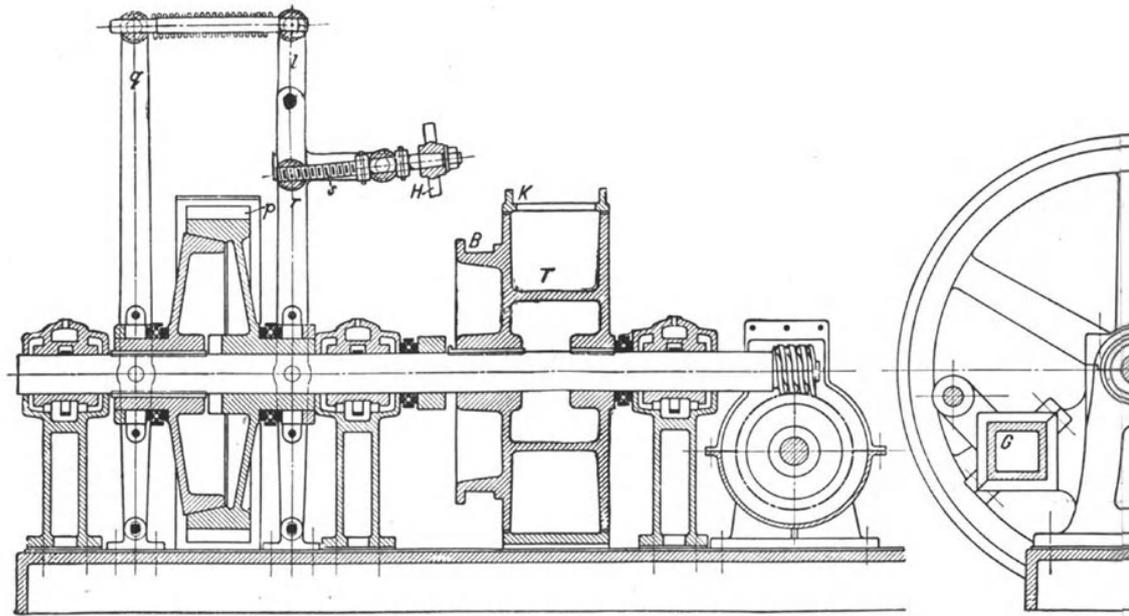


Fig. 284.

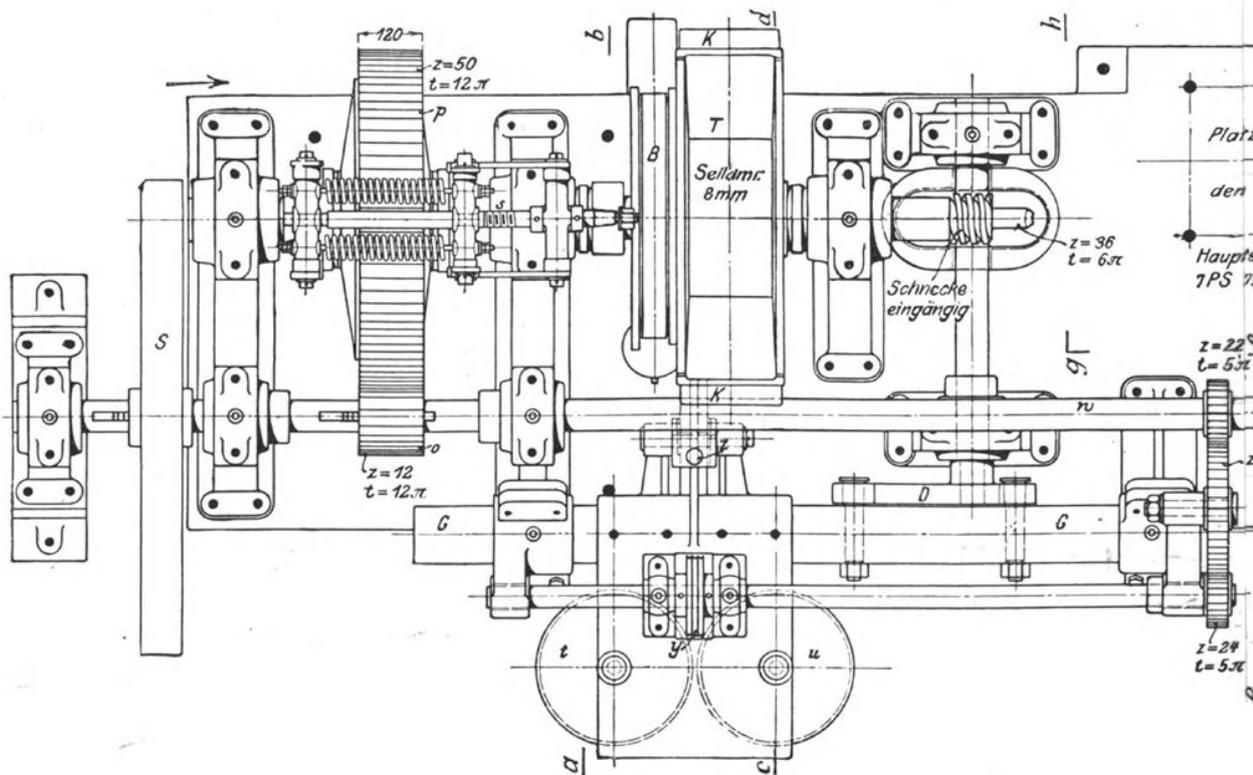


Fig. 285.

der Maschinenfabrik Windhoff & Cie. in Rheine i. W.

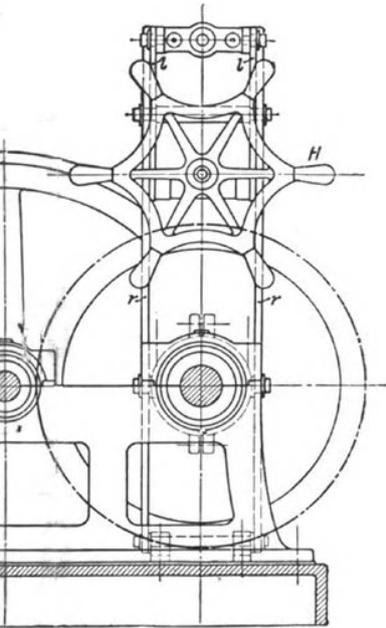


Fig. 286.

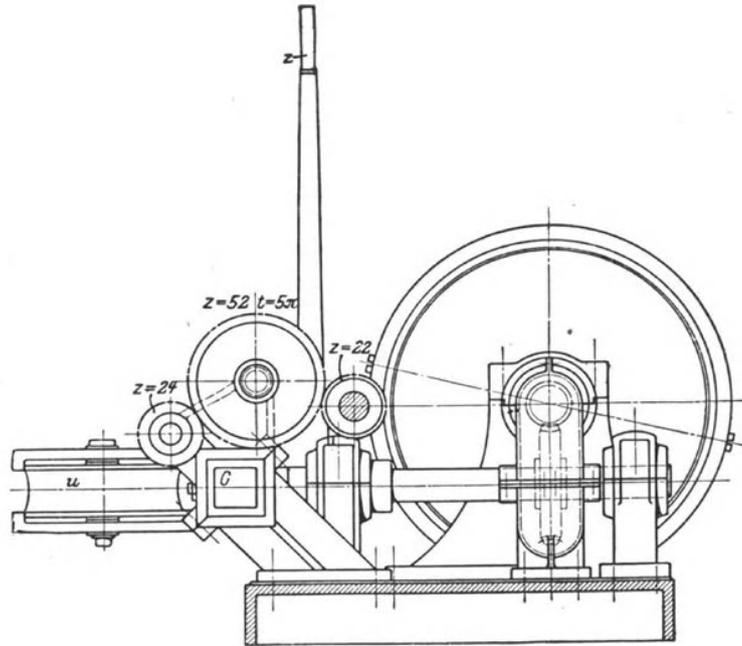


Fig. 287.

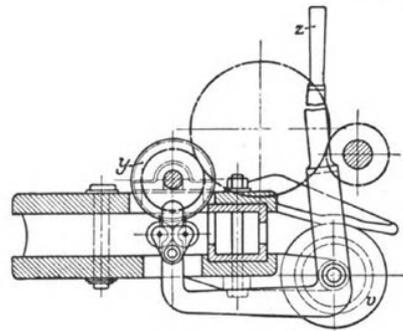
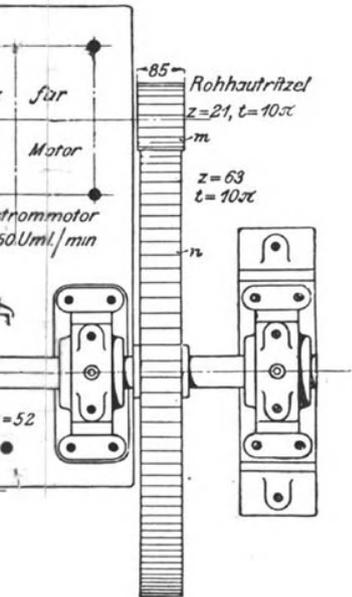


Fig. 289.

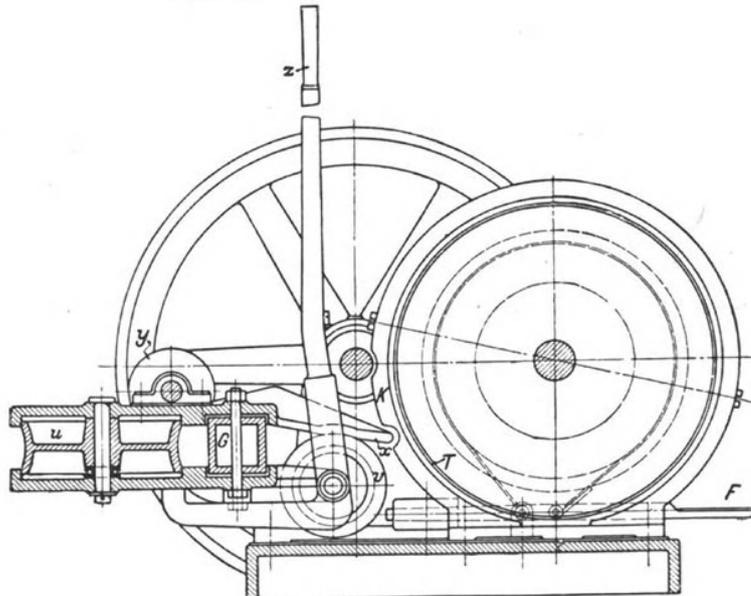
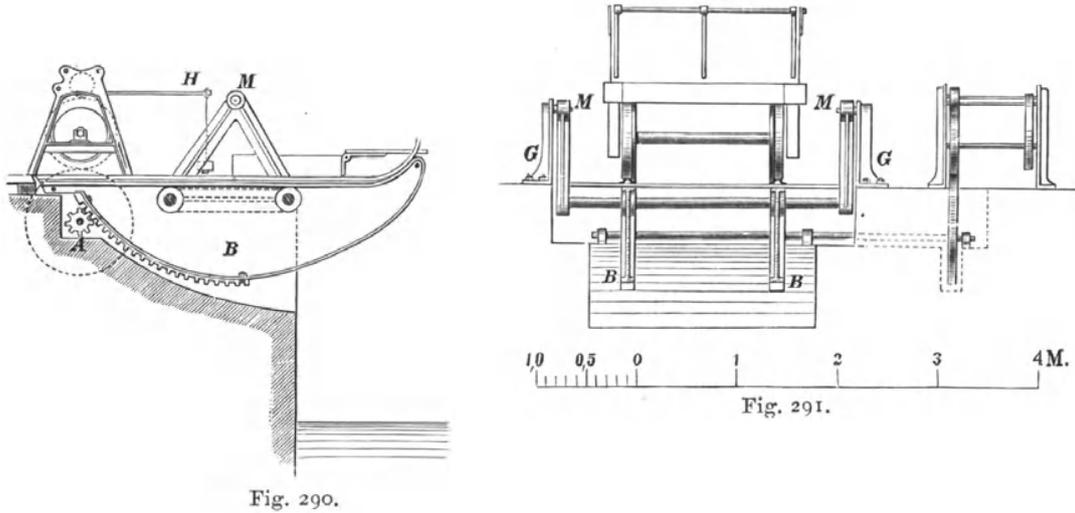


Fig. 288.

in Verbindung. Die Winde ist mit einer Lüftbremse ausgerüstet, die im Ruhezustande durch Gewichtsbelastung des Handhebels *H* geschlossen gehalten wird.

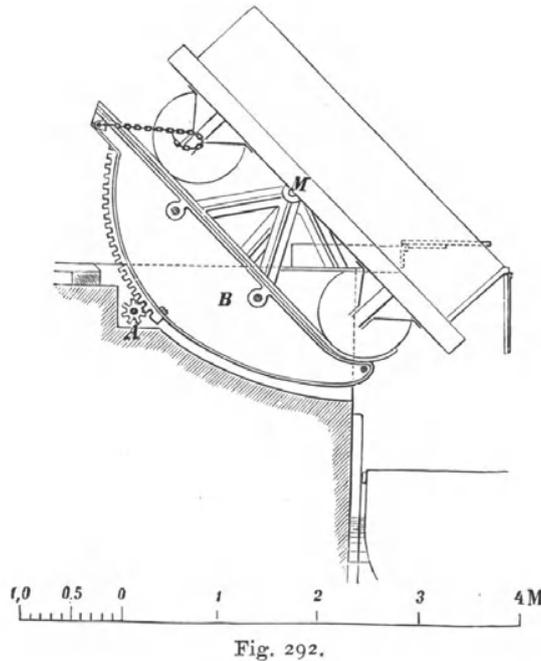
Die Aufhängezapfen *M* der Bühne liegen so, dass der Schwerpunkt des ganzen Systems nach der Wasserseite zu rückt, sobald der Kohlen-



wagen aufgefahren wird, und nur die Bremse gelöst zu werden braucht, um das Kippen selbstthätig eintreten zu lassen. Der Kohlenwagen wird hierbei durch die vorn aufgekürmten Schienenenden am Abrollen gehindert, ausserdem aber auch noch, wie die Skizze andeutet, durch Ketten, die um die Hinterachsen geschlungen werden, auf der Bühne festgehalten.

Die Kohlen schurren aus dem Wagen in das vorliegende Schiff, sobald die vordere Wagenklappe geöffnet wird.

Die Rückkehr in die Anfangslage erfolgt durch Zurückkurbeln des Windenwerks. Der Handbetrieb kann aber durch einen selbstthätigen ersetzt werden, wenn man die Bühnenträger hinten durch Gegengewichte so weit belastet, dass nach erfolgter Entleerung des Kohlenwagens der Schwerpunkt der Bühne auf die entgegengesetzte Seite der Drehzapfen fällt. Dann genügt das Lüften der Bremse — deren Hebel während des Kohlenausstürzens sich selbst über-



lassen bleibt und die Bühne feststellt — um den ganzen Apparat mit beliebiger Geschwindigkeit zurückschwingen zu lassen.

Das einfache Kippsystem solcher Entladevorrichtungen für Kohlen, Erze, Zuckerrüben u. dergl., ist überall da mit Nutzen zu verwenden, wo ausreichende Höhenunterschiede an der Umladestelle vorhanden sind. Ist die Sturzhöhe so bedeutend, dass ein nachtheiliges Zerkleinern des Materials zu befürchten wäre, so sind Schüttrinnen anzubringen.

Bei beträchtlichen Höhenunterschieden vermindert man die Sturzhöhen durch Becherwerke oder mit Hilfe von Krahnkippen. \*)

### c. Fahrbare Winden — Laufkatzen.

#### Allgemeines — Fahrwiderstand. Verhältnissmässiger Raddruck.

Man bezeichnet fahrbare Winden, die mit Laufrädern ausgerüstet sind, um die gehobene Last in der Richtung der Fahrbahn seitlich zu versetzen, häufig kurz als Laufkatzen. Die Benennung Laufkatze wird aber auch auf kleine Lastwagen ausgedehnt, die sich auf Krahngerüsten bewegen und nur zum Horizontaltransport der Lasten dienen, während die Winde ausserhalb der Laufkatze am Krahngerüst sitzt, und Leitrollen in der Katze und am Krahngerüst die Führung der Lastkette nach der Winde vermitteln.

Die Räder werden entweder, wie die der Eisenbahnfahrzeuge, mit einfachen Flanschen auf der Innenseite der Laufschiene oder mit Doppelflanschen ausgestattet. Als Fahrbahn benutzt man häufig unmittelbar die eisernen Träger für die Laufkatze; es empfiehlt sich aber, womöglich noch besondere Laufschiene auf die Träger zu legen, um eine genügend glatte Rollbahn zu gewinnen und den Raddruck auf die Trägermitten zu bringen. Hierzu werden theils gehobelte Flacheisen, theils die üblichen Profilschiene verwendet, welche in verschiedenen Abmessungen für Verkehrsbahnen aller Art gewalzt werden.

Beim Montiren hat man dafür zu sorgen, dass schwache Schiene nicht hohl liegen, und unterlegt sie deshalb erforderlichenfalls mit Blechstreifen von geeigneter Dicke, weil die rohen Hauptträger selten genügend genau gerichtet sind, um eine vollkommen fortlaufende Auflage zu gewähren.

Die Ungenauigkeiten der Schieneanlage oder der unmittelbar als Laufbahn benutzten Träger erfordern einen gewissen Spielraum zwischen den Radflanschen und den Laufschiene. Der Spielraum ist möglichst zu beschränken, da er das Ecken der Laufkatzen während der Fahrt begünstigt, welches durch einseitigen Antrieb oder durch kleine Unterschiede in den Laufradgrössen verursacht wird, und die Fahrwiderstände wesentlich erhöht.

Doppelflanschen können nur für Laufbahnen benutzt werden, die auf beiden Seiten freies Übergreifen der Flanschen gestatten, und setzen im allgemeinen besondere Laufschiene voraus, weil die gewöhnlichen Trägerprofile zum Theil unverhältnissmässig breite Räder erfordern. Sie gewähren den Vortheil, dass man die Führung der Laufkatze lediglich der einen von beiden Laufschiene überlassen kann. Da auf die kurze Länge des Radstandes die Ungenauigkeiten in der Richtung der Schiene verschwindend klein ausfallen, lässt sich damit auch der FlanschenSpielraum möglichst beschränken. Störende Einflüsse gleichzeitiger Ungenauigkeiten der anderen Laufschiene oder der Spurweite sind dadurch vollkommen auszuschliessen,

\*) Vergl. die hydraulischen Kohlenkipper, Bd. II, S. 732. Das Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp, A.-G. in Hamburg hat einen grossen elektrisch betriebenen Kohlenkipper für den Hafen in Rotterdam und bald nachher auch eine ähnliche Ausführung für Emden geliefert. Erstere ist eingehend mit zahlreichen Konstruktionseinzelheiten in der Z. d. V. d. I. 1901, S. 793 u. f., beschrieben und in Zeichnungen dargestellt. Koks-kipper zum direkten Verladen von Koks aus den Öfen in Eisenbahnwagen baut u. a. die Wellman Seaver Engineering Co. in Cleveland, Ohio. Siehe The Iron Age, 9. Mai 1901, S. 16, und hiernach den Auszug in der Z. d. V. d. I. 1901, S. 1078.

dass man die Spurkränze des anderen Räderpaares mit reichlicher Breite zwischen den Flanschen ausführt, die dann nur als Schutzränder gegen Entgleisungen dienen.

Bezeichnet  $Q$  den Schienendruck des Rades in kg,  
 $R$  den Radhalbmesser in cm,  
 $q$  den Zapfenhalbmesser in cm,  
 $f$  den Koeffizienten der wälzenden Reibung in cm,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,  
 $P$  den Fahrwiderstand der gesammten Reibung für das Rad in kg,

$$\text{so ist} \quad P = \frac{Q}{R} (\mu q + f) \quad . . . . . \quad 274.$$

Hieraus folgt zunächst, dass unter sonst gleichen Verhältnissen der Fahrwiderstand um so kleiner ausfällt, je grösser  $R$  gewählt wird.

Man findet  $q:R$  meist 1:5 bis 1:7 . . . . . 275.

und nur unter dem Zwang anderer Rücksichten grösser.

Der Koeffizient der wälzenden Reibung ist im wesentlichen ein Mass für die Abplattung des Radeylinders durch den Schienendruck.

Versuche und theoretische Erwägungen zeigen, dass bei gleichem Material für Schiene und Rad vor allem letzteres platt gedrückt wird, während die Unterlage keinen irgendwie erheblichen Eindruck erleidet. Die Abplattung des Rades wächst mit der verhältnissmässigen Pressung und fällt daher auch bei roher unvollkommener Oberflächenbeschaffenheit grösser aus, als bei glatten Berührungsflächen. Wesentlich ist ferner die Zusammendrückbarkeit des Materials an sich, d. h. die Grösse seines Dehnungskoeffizienten. Je grösser diese Werthe sind, um so mehr wird der Cylinder abgeplattet. \*)

Bezeichnet  $b$  in cm die in Betracht zu ziehende Berührungsbreite zwischen Rad und Schiene in der Richtung der Radachse, so nimmt die verhältnissmässige Pressung mit wachsender Breite und mit wachsendem Raddurchmesser ab

$$k = \frac{Q}{2 R b} \quad . . . . . \quad 276.$$

Um  $f$  zu beschränken, ist  $k$  klein zu halten, also auch aus diesem Grunde  $R$  möglichst gross zu wählen. Man findet in der Praxis im allgemeinen

$k \geq 30$  kg für Stahl- oder Hartgussräder auf Stahlschienen . . 277.

im besonderen aber bei beschränkten Raumverhältnissen und verhältnissmässig guter Lagerung der Laufschiene, wie z. B. für Laufkatzen im Gegensatz zu den Krahnbrücken der Laufkrahne

$k$  bis 40 kg . . . . . 278.

Für die wenig empfehlenswerthen gusseisernen Räder auf schmiedeeisernen oder gusseisernen Schienen sind höchstens halb so grosse Belastungskoeffizienten als nach Gl. 277 zuzulassen.

Die vorstehenden Erörterungen weisen darauf hin, dass für die Belastungsgrenze die Grösse des Druckdehnungskoeffizienten, welche das Radmaterial besitzt, einflussreicher ist, als das Verhalten des Schienenmaterials.

Für die Werthe von  $f$  liegen ausreichende Versuche nicht vor.

Man findet angegeben  $f = 0,05$  bis  $0,08$  cm . . . . . 279.

und thut gut, den grösseren Werth von  $f$  in Rechnung zu stellen, wenn nicht  $k$  erheblich unter den oben aufgestellten Grenzwerten liegt. Bei

\*) Vergl. die Erörterung von C. Bach in d. Z. d. V. deutsch. Ing. 1889, S. 477.

rohen Laufflächen hat man doppelte Veranlassung,  $f$  eher zu hoch, als zu niedrig einzuführen, um den Fahrwiderstand nicht zu unterschätzen. Beschleunigungswiderstände schwerer Laufkatzen sind gesondert zu berücksichtigen.

Der in der Praxis für Entwürfe übliche Zuschlag von 100 % und mehr zum Rechnungswert der Gleichung 274 findet seine Erklärung durch die früher in der Krahliteratur nicht berücksichtigte Spurkranzreibung.\*)

Die Laufschiene und Spurkränze der fahrbaren Krahe und Winden liefern bei ihrem Spielraum mehr oder minder nur rohe Geradfürungen, die vorzüglich bei den weitgespannten Bühnenkrahnen durch die Neigung zum Schiefahren erhebliche Unregelmässigkeiten, unter starker Seitenreibung an den Schienen, unmittelbar mit dem Auge beobachten lassen.

Betrachtet man ein einzelnes Laufrad, Fig. 293, dessen Mittelebene und augenblickliche Laufrichtung  $AB$  mit der Schienenrichtung  $AC$  den vom Schienenraum abhängigen kleinen Winkel  $\delta$  einschliesst, und fasst man die Strecke  $AB$  als zeichnerische Darstellung der Umfangsgeschwindigkeit  $c$  des Rades auf, so lässt sich  $c$  oder  $AB$  in die beiden Komponenten  $AC$  nach der Schienenrichtung und  $AD$  senkrecht dazu zerlegen. Man erkennt, dass während der Berührungspunkt des Laufrades mit der Schiene von  $A$  nach  $C$  um die Strecke  $AC = c \cos \delta = \sim c$  fortschreitet, das Rad gleichzeitig durch den Spurkranz eine dauernde seitliche Verschiebung in der Richtung  $BC$  unter gleitender Reibung erleidet, weil der Spurkranz das Rollen in der Richtung  $AB$  verhindert. Die gleitende Seitengeschwindigkeit ist nach der Figur  $= AD = BC = \sim c \delta$ , so lange  $\delta$  nach den überall zu befolgenden Ausführungsriicksichten nur kleine Werthe annimmt.

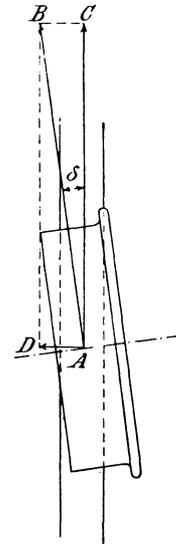


Fig. 293.

Bezeichnet  $Q$  den Raddruck

und  $\mu Q$  den Reibungswiderstand der Seitenverschiebung,

so ist die sekundliche Widerstandsarbeit  $= \mu Q c \delta$  . . . . . **280.**

Der Führungsdruck, den die Schiene gegen den Spurkranz an der seitlichen Anlaufstelle in wagerechter Richtung parallel und entgegen  $AD$  äussert, ist gleich dem Reibungswiderstand  $\mu Q$  im Stützpunkt des Rades auf der Schienoberfläche. Beide Kräfte bilden durch den Abstand  $a$  ihrer Angriffspunkte ein Kräftepaar, Fig. 294, S. 350,  $\mu Q a$ , das den schief laufenden Krahnwagen in die Führungsbahnrichtung einzustellen sucht.

In der üblichen Ausführung sind nun aber entweder, wie in der Regel bei den Laufkatzen und Krahnwagen, die Räder paarweise auf gemeinschaftlichen Achsen aufgekeilt, oder wie bei den Bühnen der Laufkrahne durch eine gemeinsame Stirnrädervorgelegewelle zwangläufig untereinander verbunden, so dass sich der Wagen durch das eben besprochene Kräftepaar nur gerade einstellen könnte, wenn er eine Schwenkung ausführt und infolge der starren oder zwangläufigen Verbindung der Räder auf derselben Achse, die gleitende Reibung  $\mu Q$  als Schwenkwiderstand an dem Hebelarm der Schienenspurweite überwindet. Da diese Spurweite in der Ausführung stets grösser ist als  $a$ , ist auch das widerstehende Kräftepaar unter gleichmässiger Radbelastung stets grösser, als das richtende  $\mu Q a$ . Infolgedessen verharret der Krahnwagen in seiner schiefen Stellung zur Fahrbahn und

\*) Hierauf ist zuerst von Stribeck aufmerksam gemacht, dessen privaten Mittheilungen die nachstehende Betrachtungsweise entnommen ist.

erhöht dauernd den Fahrwiderstand durch die seitliche Spurkranzreibung. Sind die Laufräder lose oder einzeln auf unabhängig voneinander drehbaren Achsen befestigt, so kann im günstigsten Fall der Ablenkungswinkel  $\delta$  durch die weniger Widerstand bietende Reibung der dann möglichen rollenden Schwenkung verkleinert werden, aber auch hier wird die

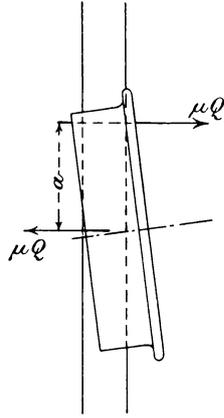


Fig. 294.

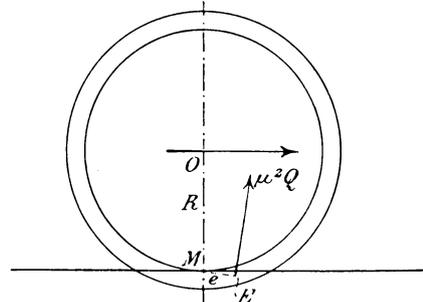


Fig. 295.

Spurkranzreibung nie ganz verschwinden. Der seitliche Richtungsdruck  $\mu Q$  der Schiene bestimmt gleichzeitig die Grösse der Spurkranzreibung  $\mu^2 Q$ , weil der Anlaufdruck mit genügender Genauigkeit als senkrecht gegen die Spurkranzfläche gerichtet angenommen werden darf, und auch der Reibungskoeffizient zwischen Flansche und Schienenseite ebenso gross ist, wie zwischen Radlaufläche und Schiene.\*)

Bezeichnet ferner, Fig. 295,

$M$  die Projektion der Berührungslinie zwischen Radlaufläche und Schiene,

$E$  den Berührungspunkt zwischen Spurkranz und Schienenseitenfläche,

$R$  den Laufradhalbmesser,

$e$  den Abstand  $ME$ ,

so ist die Spurkranzreibung  $\mu^2 Q$  senkrecht zu dem augenblicklichen Wälzungsradius  $ME$  gerichtet und setzt der Fahrbewegung ein Moment  $\mu^2 Q e$  als Widerstand entgegen.

Hieraus folgt ein Zuwachs für den Fahrwiderstand  $\frac{\mu^2 Q e}{R}$  . . . 281.

dem bei der Fahrgeschwindigkeit  $c$  der sekundliche Arbeitsverbrauch der Spurkranzreibung  $\frac{\mu^2 Q e}{R} \cdot c$  . . . . . 282.

entspricht.

Unter der bereits oben gemachten, mit den üblichen Ausführungen meist übereinstimmenden Annahme, dass sich die Fahrräder nicht unabhängig voneinander rollend bewegen können, hat es auf die Grösse der Gesamtspurkranzreibung keinen Einfluss, ob nur zwei oder alle vier Räder mit Kränzen versehen werden, und ebenso ist es, abgesehen vom Spielraum, gleichgiltig, ob doppelseitige oder einseitige Spurkränze vorhanden sind. Je nach der verschiedenen Anwendung vertheilt oder konzentriert sich nur

\*) Schmiert man die Seitenflächen der Laufschiene zum Vermindern der Reibung und bezeichnet  $\mu_1$  den dann am Spurkranz auftretenden Reibungskoeffizienten, so ist an Stelle von  $\mu^2 Q$  in die weitere Rechnung  $\mu \mu_1 Q$  einzuführen.

die Führungskraft und damit die Spurkranzreibung auf mehrere oder auf zwei Stellen.

Es genügt also, gerade wie beim Fahrwiderstand der Zapfen- und rollenden Reibung, ein Rad inbetracht zu ziehen, falls man nur für  $Q$  dabei die Gesamtbelastung aller vier Räder in die Rechnung einsetzt.

Vertheilt sich die zum Überwinden der Schienenkopfreibung  $\mu Q$  erforderliche Querkraft nicht gleichmässig auf die einzelnen Räder, so müssen zwar die in der Richtung der Achsen wirkenden Kräfte zum Theil durch Bunde oder Stellringe aufgenommen werden, aber diese neue Quelle von Reibungswiderständen tritt ganz in den Hintergrund gegen die Grösse der Spurkranzreibung, der gegenüber auch meist die oben bestimmte Reibungsarbeit, Gl. 280, S. 349,  $\mu Q c d$  vernachlässigt werden kann.

Ist beispielsweise  $\mu = 0,25 = \frac{1}{4}$  und  $\frac{e}{k} = \frac{1}{3}$ , so folgt aus Gl. 281, S. 350, der Fahrwiderstand der Spurkranzreibung  $= \frac{Q}{16 \cdot 3} = \frac{Q}{48}$ , d. i. gleich 2,1% der gesammten Schienenbelastung.

Der von der rollenden und von der Zapfenreibung herrührende Fahrwiderstand, Gl. 274, S. 348, liefert mit  $f = 0,05$  cm,  $\mu = 0,08$ ,  $\rho = 3,5$  cm,  $R = 25$  cm den Betrag  $\frac{0,08 \cdot 3,5 + 0,05}{25} Q = 0,0132 Q$ , d. i.  $\sim \frac{4}{3}$  % von  $Q$ .

Für diese Verhältnisse überwiegt also der Fahrwiderstand der Spurkranzreibung den der rollenden Radreibung und der Zapfenreibung im Verhältniss von  $2,1 : \frac{4}{3}$ , d. h. um das 1,6 fache, oder mit anderen Worten: von dem Gesamtfahrwiderstand entfallen 60% auf die Spurkranzreibung, die hiernach niemals ausser Acht gelassen werden darf.

Die vorstehende Rechnung berücksichtigt nur den Einfluss der zufälligen Schiefstellung des Wagens, die, einmal eingetreten, sich, wie oben nachgewiesen, nicht wieder von selbst, sondern höchstens durch neue zufällige Einwirkungen verbessert und vorübergehend verschwindet. Wirken durch die Anordnung des Fahrtriebwerkes, durch einseitigen excentrischen Kettenzug, durch verschiedene Verdrehungswinkel der Vorgelegewellenstrecken, oder durch ungleiche Laufraddurchmesser u. s. f. Kräfte dauernd auf Schiefstellen des Wagens zwischen den Schienen, so erhöht sich die Spurkranzreibung um den hierdurch hervorgerufenen Seitendruck, und so erklärt es sich, dass Fälle vorkommen, in denen das Fahrtriebwerk seinen Dienst vollkommen versagt. Diese Verhältnisse mahnen zu besonderer Vorsicht. Es ist bereits an dieser Stelle darauf aufmerksam zu machen, dass unter anderem die weit verbreitete Anordnung doppelter Zugketten zum Verschieben von Laufkrahnenkatzen excentrischen Zug und übermässige Widerstände oder die Gefahr des vollständigen Festfahrens nur dann vermeidet, wenn die Ketten nicht unmittelbar an der Katze, sondern mittelbar an ihr durch einen Zugschwengel oder sonst in einer Weise befestigt sind, die in jedem Augenblick die kleinsten Unterschiede in den Zuglängen der Ketten ausgleicht und ihre vollkommen symmetrische Wirkung sichert, weil diese anderenfalls, selbst bei kalibrierten Ketten, durch kleine Justirungsfehler der einzelnen Glieder in Frage gestellt wird.

Im übrigen ist in allen Fällen der Spielraum der Spurweite möglichst zu beschränken, um das Schiefstellen der Wagen bis zur Klemmlage vollkommen auszuschliessen. Je grösser der Spielraum ist, um so grösser und weniger vernachlässigbar wird der Werth der Gleichung 280, S. 349,  $\mu Q c d$ . Die Betrachtungen legen ferner den Gedanken nahe, die Krahnlaufschienen, ähnlich wie die Kurvenschienen der Strassenbahnen, zu schmieren.

### Laufkatzen mit eingehängtem Flaschenzug oder eingebauter Schneckenwinde.

Die einfachste Laufkatzenform zur Bedienung einzelner Werkzeugmaschinen, beim Aufbringen und Absetzen der Werkstücke, entspricht den Skizzen Fig. 296 und 297.

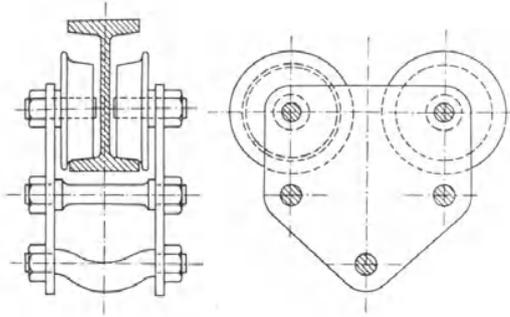


Fig. 296.

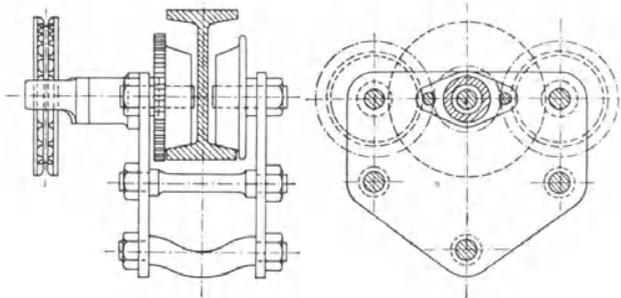


Fig. 297.

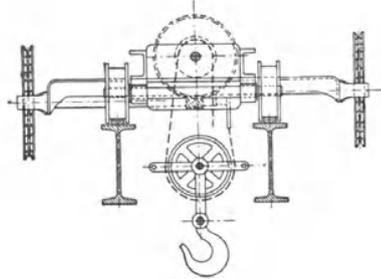


Fig. 298.

Fig. 298 veranschaulicht in rohen Umrissen den Entwurf einer Laufkatze für 5000 kg von Lüders mit eingebauter Schneckenradwinde für grosse Lasten und beliebig lange Fahrbahn. Auf der einen Seite liegt der

Man lässt die Räder unmittelbar auf den unteren Trägerflanschen laufen, um einen vorhandenen Deckenunterzug als Fahrbahn zu benutzen oder einen nachträglich anzubringenden Träger möglichst dicht unter die Decke legen zu können. Dabei ist nicht zu übersehen, dass hierdurch auch die Biegefestigkeit der unteren Flanschen in erster Linie in Anspruch genommen wird, und

dass die Tragfähigkeit des vollen Trägerquerschnittes nur soweit ausgenutzt werden kann, wie die unmittelbar belasteten Flanschen noch genügende Sicherheit gegen seitliches Abbiegen vom Mittelsteg bieten.

Ausserdem ist, wie schon in den allgemeinen Betrachtungen

angedeutet, bei den rohen und selten geradlinig gerichteten Laufflächen der Walzeisen ohne besondere Schienenauflagen auf sehr hohe Fahrwiderstände zu rechnen. Die Räder werden am besten ballig abgedreht.

Die untere, etwas eingebogene Querversteifung der Laufkatzenwangen dient zum Einhängen eines Flaschenzuges beliebiger Konstruktion.

Für Lasten bis 500 kg pflegt man auf ein besonderes Antriebwerk für die rollende Verschiebung der Laufkatze zu verzichten, weil hierzu ein schräger Zug an der Lastkette genügt. Fig. 297 zeigt die Anordnung eines Fahrtriebwerks für schwerer belastete Laufkatzen mit einer Haspelwelle, die durch ein kleines Triebrad gleichzeitig in die verzahnten Spurkränze des einen Rollenpaares eingreift und beide Rollen im gleichen Sinne antreibt.

Haspelantrieb für die Lastschnecke, deren verlängerte Welle das Ziehrad aufnimmt. Auf der anderen Seite ist in ähnlicher Weise die vordere Laufachse verlängert, um das Haspelrad für den Fahrbetrieb unterzubringen. Die Katze läuft auf besonderen Flacheisenschienen, die auf den oberen Flansch der Fahrbahnträger gelegt sind und somit volle Trägerbelastung gestatten. Ein Verzicht auf die Schienen erfordert breitere Räder und Kranzprofile, welche die Träger nur im mittleren Theil ihrer Breite belasten.

Die Schnecke ist steilgängig und hält die gehobene Last freischwebend durch eine selbstthätige Drucklagerbremse (vergl. S. 273 u. f.).

### Laufkatzenwinde mit selbsthemmendem Differentialräderwerk.

Die Laufkatzenwinde, Fig. 8 auf Taf. 5, entspricht im wesentlichen einer früher von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden gewählten Anordnung. Der Entwurf ist für 3000 kg Nutzlast bestimmt. Für diese Verhältnisse ist das selbsthemmende Differentialräderwerk bereits auf S. 145 rechnerisch behandelt. Aus der Zeichnung ersieht man, dass die gusseisernen Wangen der Laufkatze, welche sämtliche Achsen aufnehmen, durch zwei Querversteifungen zu einem in sich geschlossenen starren Maschinenrahmen verbunden sind.

Schätzen wir das Eigengewicht der Konstruktion auf 700 kg, so beträgt der angenähert gleichmässig vertheilte Schienendruck bei voller Nutzbelastung für jedes Rad  $\frac{3000 + 700}{4} = 925$  kg.

Wählen wir gewöhnliche gusseiserne Laufräder von 5 cm Laufkranzbreite und rechnen, im Hinblick auf den ausgerundeten Übergang in den Spurkranz, auf 4 cm wirkliche Berührungsbreite zwischen Schiene und Rad, so ist, wenn wir den verhältnismässigen Berührungsdruck auf 8 kg beschränken, nach Gleichung 276, S. 348,

$$2 R = \frac{Q}{k b} = \frac{925}{8 \cdot 4} \sim 29 \text{ cm.}$$

Im Entwurf ist der Raddurchmesser auf 300 mm abgerundet. Setzen wir den Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,08$ , den Koeffizienten der rollenden Reibung  $f = 0,08$  cm, so folgt bei 3,5 cm Zapfenhalbmesser nach Gleichung 274, S. 348, der Fahrwiderstand der Zapfen- und rollenden Radreibung

$$4 P = \frac{4 \cdot 925}{15} (0,08 \cdot 3,5 + 0,08) \sim 90 \text{ kg,}$$

und der Gesamtfahrwiderstand erhöht sich durch die Spurkranzreibung nach den Untersuchungen S. 349 u. f. auf etwa 180 bis 200 kg.

### Motorlaufwinde mit elektrischem Betrieb von der Benrather Maschinenfabrik.

D. R. P. 141885.

Die sogenannten Motorlaufwinden der Benrather Maschinenfabrik sind Laufkatzen gedrängtester Bauart für elektrischen Betrieb mit Gall'scher Gelenkkette, Schnecken- und Stirnrädervorgelege, gusseisernem Gehäuse, unmittelbar gegen das Schneckengehäuse angeschraubtem Motor und eigenartiger, pendelnder Aufhängung der ganzen Winde im Katzenwagen, welche auch das Aufnehmen von seitlich neben der Fahrbahn liegenden Lasten gestattet, indem sich die Kette mit der Winde beim Anziehen selbstthätig in die Zugrichtung einstellt.

Fig. 299 u. 300, S. 354, veranschaulichen die Ausführung für 5 t Last. \*)

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1043.

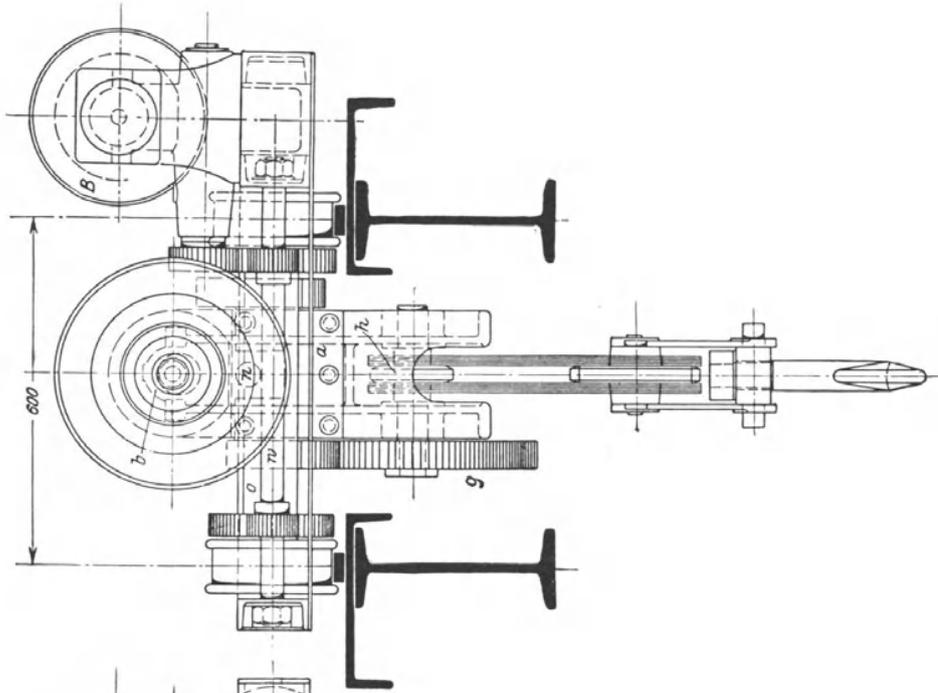


Fig. 300.

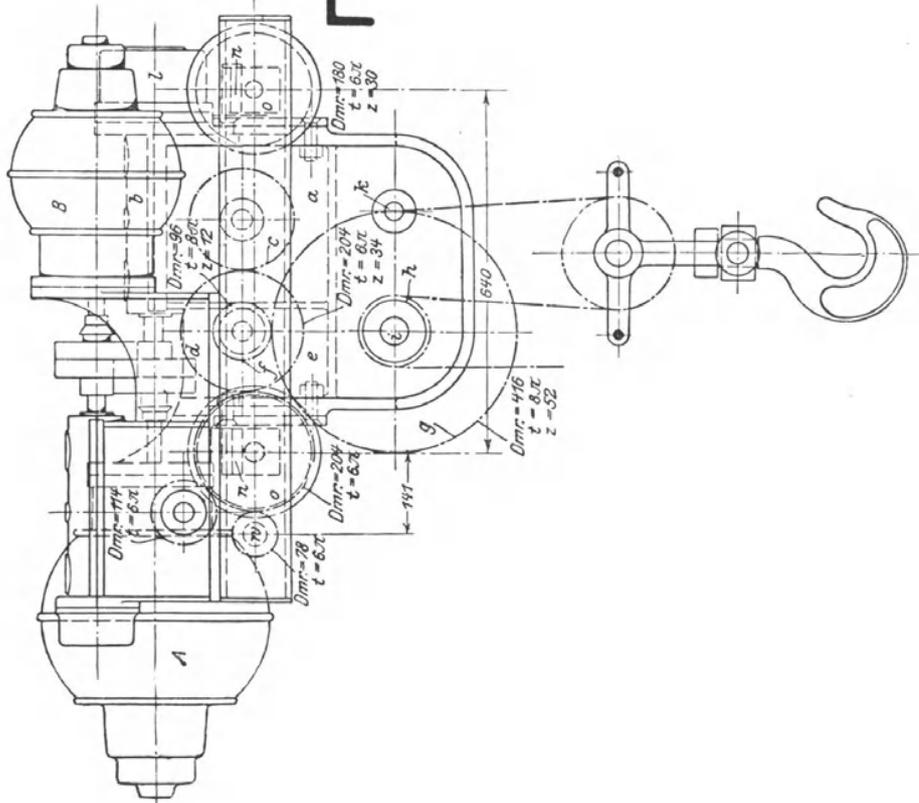


Fig. 299.

Das Schneckengetriebe, das doppelte Stirnrädervorgelege und die Lastdaumenrolle sind in einem gemeinsamen, aussen durch Rippen verstärkten und mit Augen für die Wellen versehenen kräftigen gusseisernen Gehäuse gelagert, gegen dessen linke Stirnfläche der Motor *A*, Fig. 299, angeschraubt ist. Das in der Zeichnung verdeckte Schneckenrad liegt im Kastenraum *a* und wird durch die darüber, unter dem abnehmbaren Deckel *b* gelagerte, mit dem Motoranker elastisch gekuppelte Schnecke angetrieben. Ausserhalb des Gehäuses sitzt auf dem Wellenkopf des Schneckenrades auf der einen Seite das Stirnrad *c* im Eingriff mit *d*, dessen Achse durch die lediglich zur Versteifung des Gehäuses für den freitragend angeschraubten Motor *A* angeordnete leere Kammer *e* geht und auf der andern Seite das Ritzel *f* für den Antrieb des grossen Stirnrades *g* auf der Daumenrollenachse *i* trägt. Die Lastdaumenrolle *h* läuft zwischen den gabelförmigen Wangen der nach unten verlängerten Kastenwände, in die auch der Tragbolzen *k* zur Aufnahme des stehenden Kettentrums eingesetzt ist. Die Schneckenwelle ist mit Ringschmierung für ihre Tragzapfen und Kugelsstützlager in Verbindung mit einer Lastdruck-Lamellenbremse — Fig. 228 bis 230, S. 277 — ausgerüstet.

Die eisernen Schildzapfen *n* des Windengehäuses sind mit ihren angeschmiedeten Lappen gegen das Gehäuse geschraubt und zur pendelnden Aufhängung der ganzen Winde in den pfannenförmigen Auskehlungen der kräftigen, quadratischen Laufachsen gelagert, die für denselben Zweck auch mit besonderen gusseisernen Halblagern versehen werden können.

Der Fahrmotor *B* liegt auf einem seitlichen Ausbau des aus  $\square$ -Eisen und Stirnblechen zusammengenieteten Katzenwagens und arbeitet durch ein Schneckenvorgelege mit einer weiteren Stirnradübersetzung auf den Zahnkranz des einen Laufrades. Damit sich das andere Rad derselben Achse gleichmässig mitdreht und beim Fahren nicht eckt, ist auch dieses mit einem Zahnkranz versehen und durch eine besondere Hilfswelle *w* mit beiderseits eingreifenden Ritzeln die Drehung beider Räder zwangläufig gekuppelt. Diese Bauart gestattet verhältnissmässig leichte, wenig versteifte Wagengestelle. Die im wesentlichen voneinander unabhängige Konstruktion des Windengehäuses und des Wagengestelles ermöglicht, die Winde in Katzenwagen von verschiedener Spurweite und auch innerhalb gewisser Grenzen von verschiedenem Radstand einzuhängen.

Ferner sind die zugehörigen Motoren von 1 bis 6 PS alle mit gleich grossem Flansch ausgeführt, um sie an Windenmodelle verschiedener Grösse anschrauben und dadurch verschiedenartigen Anforderungen an die Hubleistung genügen zu können. Weitere Abänderungen ergeben sich aus der Möglichkeit, zwei- oder mehrgängige Schnecken und Stirnrädervorgelege von verschiedener Übersetzung bei gleichem Achsenabstand in demselben Windengehäuse zu verwenden und schliesslich mit einfachem Lasthaken statt mit losen Rollen zu arbeiten. Die Vielseitigkeit der Konstruktion ist also ausserordentlich gross und der ganze Entwurf sorgfältig für solide Massenherstellung dieser Winden durchgearbeitet, die sich auch vielfach in alte, früher mit Hand betriebene Krahnne werden einbauen lassen.

Die in der Zeichnung nicht mit dargestellten Anlasser bestehen aus kleinen Schaltwalzen mit Doppelfedern, welche beim Loslassen der Schnurzüge in die Nulllage zurückschnellen.

Bei Handbetrieb des Fahrwerkes fällt der seitliche Ausbau des Krahnwagens fort und der Fahrmotor wird durch einfaches Haspelvorgelege ersetzt.

Die Firma baut die Motorlaufwinden in verschiedenen Grössen für 2 t bis 15 t und für verschiedene Hubgeschwindigkeiten mit Motoren von 1 bis 6 PS.

Versuche mit einem Dreimotoren-Laufkrahnen für 5 t Tragkraft,  
ausgerüstet mit Motorlaufwinde, am 13. November 1901.

Empfänger: Kaiserliche Werft in Danzig.

Last kg		Kraftverbrauch		Heben mm/min	Geschwindigkeit beim Katzenfahren mm/min
		V	Amp.		
5050	auf:	118	26	1740	13650
	ab:	124	12,5	2820	
	Fahren:	125	9,5		
4050	auf:	116	22	1800	17650
	ab:	127	14,5	2925	
	Fahren:	134	7,5		
3050	auf:	123	18,5	2080	20700
	ab:	129	11	3315	
	Fahren:	136	7		
2030	auf:	132	15	2470	21450
	ab:	138	10	4080	
	Fahren:	127	6		
1010	auf:	124	11,5	2940	21450
	ab:	124	9	4320	
	Fahren:	132	5,5		
leerer Haken	auf:	128	8	4400	33330
	ab:	130	9,5	3575	
	Fahren:	135	4,5		

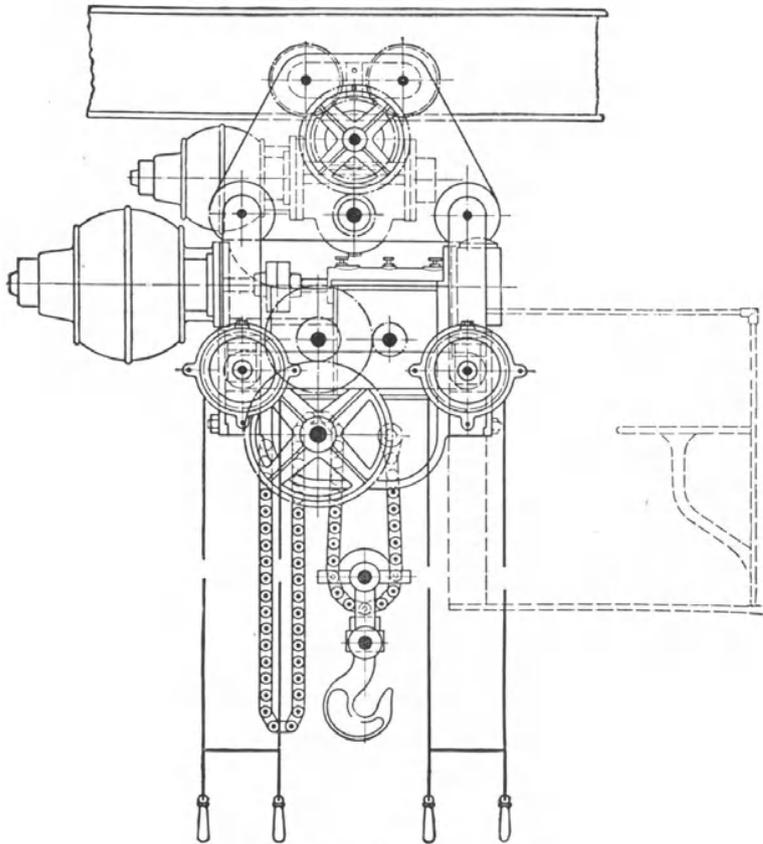


Fig. 301.

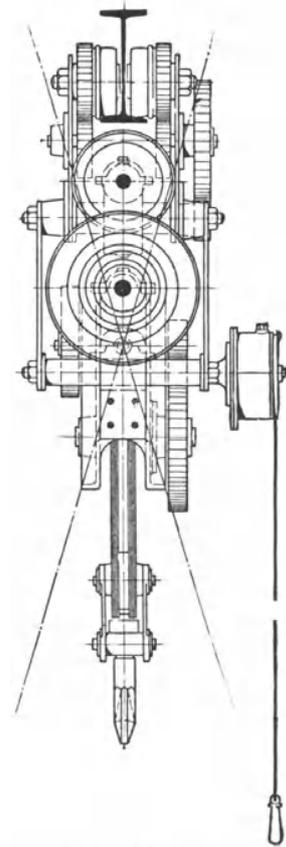


Fig. 302.

Fig. 301 und 302 veranschaulichen die selbstständige Verwendung der Motorlaufwinden auf einfachen  $\Gamma$ -Trägern als Bahnen. Die Punktirung deutet die Möglichkeit an, die Winde mit einem Führersitz auszurüsten, wobei dann die Steuerzüge nach dem Sitz geleitet werden.\*) Einfachere Laufwinden für kürzere Fahrstrecken werden ähnlich wie Fig. 301 und 302 nur mit Handhaspelfahrwerk gebaut. Im übrigen kann man die Laufräder selbstverständlich auch so anordnen, dass der obere Trägerflansch als Bahn benutzt wird.

#### Speicherlukenlaufkatze von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Die gefahrvolle Arbeit, Lasten, die an einem Haken über einen festen Lukenausleger frei an der Aussenmauer von Speichern aufgewunden werden, durch die Luke am pendelnden Seil auf den Speicherboden hineinzuziehen, hat zur Anwendung fahrbarer Laufkatzenwinden geführt — Taf. 12, Fig. 1 und 2 und 3 bis 5 — die den doppelten Vortheil gewähren, den Abstand der Lastbahn von der Mauer grösser, als die menschliche Greifweite wählen zu können und die Lasten selbst im Innern des Gebäudes vollkommen gefahrlos aufzunehmen und abzusetzen.

Die Auslegerbalken für die Laufkatze werden in der Lukenöffnung durch zwei seitlich in der inneren Laibung vorkragenden  $\Gamma$ -Eisen derartig gefasst und gestützt, dass die Fahrbahn frei bleibt. Die freitragenden Auflagerbalken sind in das Mauerwerk eingelassen und, wie aus Fig. 2, Taf. 12 ersichtlich, an ihren Enden auch noch senkrecht nach unten verankert, um das Kippmoment sicher abzufangen.

Nach aussen ragen die Laufkatzenträger um den Betrag der geforderten Ausladung frei vor, nach innen werden sie, je nach der gewünschten Fahrbahnlänge, entweder bis zur hinteren Speichermauer durchgeführt und dort eingelassen, oder an näher stehenden Dachstiele befestigt.

Der Laufkatzenwagen besteht aus einem langen rechteckigen  $\Gamma$ -Eisen-Rahmen mit den vier Laufrädern und der Auslegerrolle für die Lastkette, und trägt zwischen den seitlich senkrecht abwärts geführten  $\Gamma$ -Eisen, deren fester Verband mit dem Wagenrahmen durch kräftige Streben gesichert ist, das Räderwerk der Lastwinde. Durch die Tieflage der Winde wird Handkurbelbetrieb ermöglicht und gleichzeitig eine bequeme Handhabe zum Verschieben der Laufkatze geboten. Als Lasttrommel ist ein fünfzähniges Daumenrad gewählt, um die Grenzlast, 1500 kg, mit doppeltem Vorgelege bewältigen zu können. Die Übersetzungsverhältnisse des Triebwerks sind aus den Zahlenwerthen der Zeichnung zu entnehmen. Das Bremswerk besteht, wie bei allen Becker'schen Winden, aus einer Sperrradbremse mit selbstthätiger Schleuderbremse.

Fig. 3 bis 5, Taf. 12, veranschaulichen eine andere Anlage von Becker für mehrstockige Speicher. Hier sind in Verbindung mit der fahrbaren Dachlukenlaufkatze auch noch in den Zwischenstockwerken kurze vorkragende Schienenstrecken mit kleinen Rollwagen vorgesehen, damit das Einschwenken der Last vermieden wird.

In den Hafenspeichern der meisten Seestädte sind die Arbeiter von alters her an das Einschwenken der Lasten gewöhnt; man verzichtet daher dort meist auf Sicherheitsmittel der vorstehenden Art, um andererseits den Vortheil wahrzunehmen, der sich aus dem einfachen Haspelbetrieb für den unmittelbaren Antrieb der Speicherwinden von jedem Stockwerk ergibt.

\*) Eine Laufkatze mit Führersitz, von Aspinall entworfen und von Mather & Platt ausgeführt, dient in der Bahnhofhalle zu Manchester zum Gepäcktransport durch die Luft zwischen den Bahnsteigen und Lagerräumen. Die zugehörige Laufbahn ist in die Dachkonstruktion eingebaut. E.T.Z. Oktober 1897, S. 643.

Übrigens besteht die Möglichkeit, auch die vorliegenden Konstruktionen mit Haspelbetrieb für die Winde und für ein Fahrtriebwerk auszustatten, wenn man in den Fussböden der einzelnen Stockwerke lange Schlitzlöcher für den freien Durchtritt der Haspelseile bei verschiedenen Katzenstellungen anordnet.

K. Schultz in Grossbarkau (Holstein) verwendet zum selbstthätigen Einholen der Last in Speicherluken einen nach rückwärts geneigten Ausleger mit Schlitten, an den sich der Lastschäkel beim Eintreffen ankuppelt und beim Nachlassen des Windenseils nach dem Lagerboden zu nieder gleitet. — D.R.P. 67 543. — Vergl. auch die für den gleichen Zweck verwendbaren Konstruktionen von Temperley im Kapitel über Hochbahnkrahne, Band I, sowie D.R.P. 98 066 von R. Bell, „Einrichtung an festen Rollen zum Abfangen der gehobenen Last“, die als Kupplung für den Auslegerschlitten benutzbar ist. Weitere Beispiele für Laufkatzen mit und ohne Lastwinde finden sich in dem Krahnkapitel im Text und auf Taf. 33, 34, 37, 48, 52 bis 56, 58 und 60 bis 69.

#### Fahrbare Bockwinde der Mannheimer Maschinenfabrik.

Fig. 303 giebt die allgemeine Anordnung fahrbarer Bockwinden wieder, wie sie unter anderen von der Mannheimer Maschinenfabrik für den Gebrauch auf Baugerüsten ausgeführt werden.

Winden bis 3000 kg Nutzlast erfordern nur Laufachsen unter dem Gestell und lassen sich unmittelbar von Hand fortrollen. Schwerer belastete Winden werden mit besonderem Fahrtriebwerk ausgerüstet.

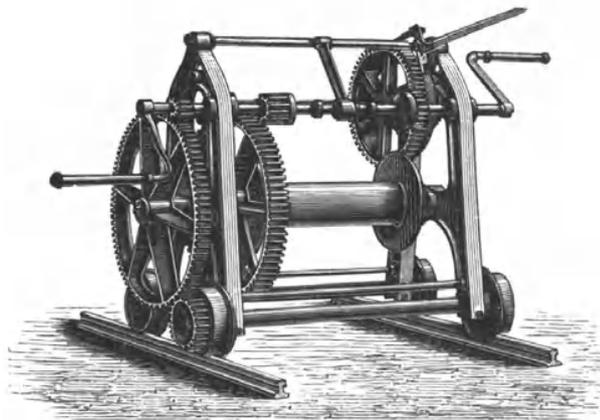


Fig. 303.

Das Windetriebwerk, Fig. 303, ist mit ausrückbarem doppeltem Vorgelege, verschiebbarer Kurbelwelle und mit Sperr- und Bremswerk ausgestattet. Die verschiebbare Kurbelwelle wird, wie allgemein üblich, durch eine Falle in den verschiedenen Stellungen festgehalten. Das Räderwerk für den Fahrbetrieb liegt ausserhalb des Maschinengerüsts und besteht aus einem Triebrade auf der Kurbelwelle und einem zweiten Rade auf der

vorderen Laufachse, die beide mit einem losen Zwischenrade auf der verlängerten Trommelwelle im Eingriff stehen. Die Anordnung ist so getroffen, dass die Kurbelwelle für den Fall des Eingriffs mit dem Fahrräderwerk, wie in der Figur gezeichnet, ausser Verbindung mit dem Räderwerk der eigentlichen Winde steht, so dass die aufgewundene Last während der Fahrt durch die Sperrklinke gehalten, in unveränderter Höhe hängen bleibt. Die erforderlichen Rechnungen sind durch frühere Beispiele hinreichend erläutert. Das grosse Zwischenrad kann man vermeiden, wenn man zwischen der Kurbelwelle und der Laufachse eine senkrechte oder geneigte Welle mit Kegelraderpaaren lagert.

Erfordert die Transportbewegung doppeltes Vorgelege, so trennt man meist das Räderwerk hierfür vollständig von dem Hauptwindenwerk und lagert in dem Windengestell eine besondere Kurbelwelle für den Antrieb des Fahrwerkes. — Vergl. Taf. 38, Fig. 1 u. 2, und 39, Fig. 4. —

### Fahrbare Dampfwinde von Möller & Blum in Berlin.

Für ortsveränderliche Aufstellung werden Dampfwinden mit dem zugehörigen Kessel auf niedrigen, schmiedeeisernen Wagengestellen montirt, wie Fig. 304 zeigt, die eine fahrbare Dampfwinde von Möller & Blum darstellt.\*) Die Laufräder dienen

hier nicht zum Verfahren der gehobenen Last, sondern lediglich zum leichteren Transport der schweren Winde von einem Ort zum anderen auf gewöhnlichen Strassen. Die Winde arbeitet für 1500 kg Nutzlast, bei 5,5 qm Heizfläche, 160 mm Kolbendurchmesser und 260 mm Kolbenhub, mit einfacher

Räderübersetzung zwischen Kurbel und Trommelwelle. Der Arbeiter kann gleichzeitig mit dem Fuss den Tritthebel *F* der Bremse, den Griff *R* des Dampfabsperrentils und den Handhebel *H* bedienen, durch den eine Reibungskupplung zwischen der Kurbelwelle und dem Zahntrieb für das Trommelrad gesteuert wird. Wenn die Dampfmaschine auch für den Transport der Winde ausgenutzt werden soll, ist die Reibungskupplung als Zwillingenkupplung auszuführen, um entweder die Winde in Thätigkeit zu setzen oder das Fahr-

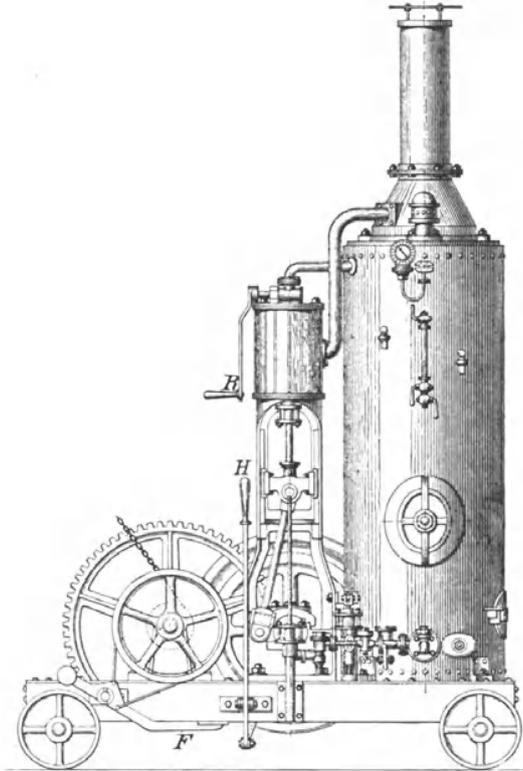


Fig. 304.

triebwerk einer Laufachse mit der Kurbelwelle zu kuppeln. Taf. 42, 43, 47, 48 und 78 liefern Einzeldarstellungen solcher Fahrtriebwerke.

In Deutschland haben diese Winden bisher wenig Verbreitung gefunden, weil man sich auch bei grossen Bauten vielfach noch mit Handbetrieb begnügt oder Lokomobilen vorzieht, die zu verschiedenen Zwecken als Motoren benutzt werden können. Am häufigsten findet man die fahrbaren Dampfwinden in Seehäfen und bei Bauten als Rammwinden.

## d. Aufzüge.

### α. Allgemeines über Aufzüge.

Obwohl jede Trommelwinde dazu dient, Lasten in die Höhe zu ziehen, und daher kurz „Aufzug“ genannt werden kann, pflegt man diesen Namen im engeren Sinne doch nur Windenanlagen beizulegen, die nach Art der Bergwerksfördermaschinen, an Stelle des einfachen Lashakens mit einer Lastbühne — Förderschale, Förderkorb, Fahrzelle, auch Fahrstuhl genannt — zur Aufnahme von Waren oder Personen ausgerüstet sind. Man spricht ferner auch noch von einem Aufzug, sobald eine Förderbühne vor-

\*) Vergl. Handbuch der Ingenieurwissenschaften IV. Hebemaschinen.

handen ist, gleichgiltig, ob sie an einem Seil hängt und also wirklich in die Höhe gezogen wird, oder ob sie auf einem Druckwasserkolben ruht und dieser sie aufwärts treibt.

Je nach dem Ort der Anlage oder nach ihrem Zweck unterscheidet man Speicher-, Mühlen-, Fabrik-, Gichtaufzüge u. s. f. oder Sack-, Malz-, Bier-, Baumaterialien-, Personenaufzüge, ohne dass sich hieraus unbedingt scharf abgegrenzte Unterschiede für die einzelnen Konstruktionen herleiten lassen.

Zu den Aufzügen gehören schliesslich auch noch die sogenannten Elevatoren oder Paternosterwerke, deren Becher sich im tiefsten Punkt ihres endlosen Gurtlaufes mit dem aufgespeicherten Transportgut — Mehl, Körnerfrüchten oder irgend welchen kleinstückigen Materialien — füllen, um es bei der Umkehr an der oberen Gurtrolle wieder selbstthätig auf eine höher gelegene Ablagerstätte niederfallen zu lassen, oder für Personen eingerichtet werden. Diese Elevatoren sind hier vorläufig auszuschliessen und sollen erst am Schluss gesondert berücksichtigt werden, weil ihre Bauart von den gewöhnlichen Aufzügen vollständig verschieden ist.

Die Anwendung eines Förderkorbes, statt eines einfachen Lasthakens, vermehrt die tote Last erheblich und vertheuert die Gesamtanlage, weil die Förderschale, abgesehen von ihren eigenen Herstellungskosten, auch noch auf ihrer ganzen Bahn feste Führungen verlangt, um pendelnde Schwankungen während der Fahrt zu verhüten. Wenn trotzdem die Zahl der Aufzüge sehr gross ist, so erklärt sich das aus dem Umstande, dass Personen überhaupt nicht anders befördert werden können, dass ferner auch viele Lasten sich nicht einfach an einem Haken aufhängen lassen, dass die Arbeiter die Waren bequemer aufsetzen und abnehmen können, und dass schliesslich die Förderschalen sich ebenso gut zum Aufbringen grosser umfangreicher Einzellasten, wie zur Aufnahme einer grösseren Zahl kleinerer Stückgüter eignen.

Durch die Fahrstuhlführungen verwächst die ganze Anlage mit dem Gebäude und beeinflusst mehr oder minder dessen Entwurf und Bauart.

Man verlegt den Aufzug entweder in das Innere des Gebäudes oder bringt ihn an einer Aussenmauer an. Durch die innere Lage gewinnt man, abgesehen von dem vollkommenen Schutz gegen Regen, Schnee u. s. f., den Vortheil, dass der Transport der Lasten innerhalb der einzelnen Stockwerke verkürzt wird, und der Aufzug für eine grössere Zahl angrenzender Räumlichkeiten bequem benutzt werden kann. Deshalb wird auch diese Anordnung im allgemeinen bevorzugt. Ist das Treppenhaus geräumig, so legt man den Aufzug nicht selten dort an, und umschliesst den Förderschacht aussen derart durch den Treppenlauf, dass jeder Haupttreppenabsatz für die einzelnen Stockwerke auch gleichzeitig als Zugang zum Fahrstuhl dient.

Bei Fahrschächten ausserhalb des Treppenhauses begnügt man sich zum Theil damit, in den Deckenkonstruktionen die erforderlichen Durchgangsöffnungen für den Fahrstuhl anzuordnen, und grenzt im übrigen die Förderbahn nur durch Latten- oder Gitterwerk von den anstossenden Räumlichkeiten ab, theils werden aber auch hier vollkommene Schächte aufgemauert oder sonst feuersichere Verkleidungen angewendet, in denen man nur die Öffnungen für die Zugangsthüren ausspart. Die in vollkommen geschlossenen Schächten herrschende Dunkelheit, welche auch durch Oberlicht oder durch künstliche Beleuchtung des Fahrstuhlinnere nur theilweise beseitigt wird, ist unter allen Umständen für den Betrieb und für die Beaufsichtigung der Anlage störend, ohne in allen Fällen einen wirklichen Schutz bei ausbrechendem Feuer zu bieten. Wiederholt haben sogar gerade die geschlossenen Fahrschächte zur schnellen und gefährlichen

Verbreitung des Feuers bei zufällig offen stehenden Zugangsthüren beigetragen, indem sie nach Art eines Schornsteins lebhaften Zug erzeugen, und bisweilen dem Feuer auch Gelegenheit bieten, in umgekehrter Richtung von oberen Stockwerken sich nach unten Bahn zu brechen. Die angestrebte Sicherheit wird also jedenfalls erst durch gleichzeitige Verwendung der später in einem gesonderten Abschnitt zu beschreibenden Zwangsthürverschlüsse gewährt. Gemauerte Fahrschächte, die bis zum Dachgeschoss reichen, sind über das Dach hinaus zu führen, um im Fall eines Brandes den Flammen einen unschädlichen Ausweg durch das Oberlicht ins Freie zu öffnen.

Der Verfasser hält volle Schachtbeleuchtung durch Tageslicht und durchsichtige oder nur von Gitterwerk gebildete Schachtwände, sowie abends an den Thürseiten ausgiebige künstliche Beleuchtung aller Zugänge ausser der Fahrzellenlampe, für einen viel zuverlässigeren Schutz gegen Betriebsunfälle, als verwickelte mechanische Sicherheitsvorkehrungen.

Fahrshächte sollten inbezug auf die Lichtverhältnisse genau so behandelt werden, wie Treppenhäuser und mindestens von einer Seite in allen Stockwerken durch Fenster Licht empfangen.\*)

In Getreidespeichern sinkt die Anlage sogenannter feuersicherer Fahrshächte auf den Werth eines zweifelhaften Nothausganges herab, wenn gleichzeitig, dem Zweck der Anlage entsprechend, zahlreiche Fallrohre zur Beschüttung der Böden dem Feuer ebenso viele planmässig über das ganze Gebäude vertheilte Fortpflanzungskanäle darbieten.

Bei diesen Einwänden gegen den unbedingten Werth vollständig abgeschlossener Fahrshächte, die nicht selten in erster Linie baupolizeilichen Vorschriften ihre Entstehung verdanken, ist andererseits die unerlässliche Vorsicht ausdrücklich zu betonen, dass man die Fahrbahn in jedem Stockwerk mindestens über Mannshöhe sorgfältig vergittert, um zu verhindern, dass Gegenstände herabstürzen, dass Bretter oder dergl. zufällig in die Förderbahn hineingeschoben werden, oder dass sich Arbeiter in den Schacht hineinbiegen, die nach dem Stande des Fahrstuhls sehen wollen und durch den etwa gerade in der Fahrt begriffenen Aufzug unvermuthet erfasst werden können. Die Sicherung der Fahrshachtzugänge wird, wie bereits oben angedeutet, später eingehend erörtert werden.

Für Aufzüge an der Aussenmauer eines Gebäudes verzichtet man in der Regel darauf, die Fahrbahn durch einen besonderen massiven Vorbau oder durch ein Schachtgerüst zu umkleiden, und beschränkt sich auf das Einfriedigen der Grundfläche durch ein genügend hohes Gitter, damit das freie Betreten des Raumes unterhalb des schwebenden Fahrstuhles verhindert wird.

Die erforderlichen Führungsschienen für die Förderbahn werden gegen eine ausreichende Zahl einzelner in das Mauerwerk eingelassener Stützen angeschraubt. Da die üblichen Fangvorrichtungen die Führungsschienen zum Aufhalten des stürzenden Fahrstuhles benutzen, müssen Schienen und Stützen für die Fangkräfte vollständig widerstandsfähig sein. Dies führt dazu, einarmige Stützen möglichst kurz zu halten und bei aussen laufenden Aufzügen, ohne Fahrshachtgerüst, die Führungsebene in die Rückwand des Fahrstuhles zu verlegen. Dann darf aber nicht ausser Acht gelassen werden, dass bei eintretendem Seilbruch das Lastmoment, inbezug auf die Führungsebene, Fangwerke und Schienen ganz besonders ungünstig beansprucht.

Für schwer belastete Aufzüge ergeben sich aus diesen Verhältnissen Schwierigkeiten für genügend zuverlässige Konstruktionen. Dazu kommt der

\*) Eine beachtenswerthe Neuerung bietet der elektrische Aufzug im Hôtel Royal in Stuttgart, dessen Schacht auf der Aussenseite in Eisenkonstruktion mit Glassteinen ausgeführt ist.

allen derartigen Anlagen gemeinsame und bereits oben erwähnte Übelstand, dass der Verkehr zwischen dem Aufzug und den inneren Gebäuderäumen unbequemer ausfällt, als bei der Innenlage des Fahrstuhles, dass ferner die Förderschale nur von einer Seite beladen und von der anderen entladen werden kann, und dass der ganze Aufzug allen Witterungseinflüssen ausgesetzt ist.

Andererseits gewährt die Aussenlage den Vortheil, dass sie, durch den Verzicht auf alle Schachtverkleidungen, billiger wird, die Feuersgefahr in keiner Weise erhöht, und dass sie bei frei verfügbarem Hofraum, unter den verhältnissmässig kleinsten Störungen und Schwierigkeiten, nachträgliche Aufzuanlagen gestattet.

Der Zweck der meisten Aufzüge, eine grössere Zahl übereinander liegender Stockwerke vor allem mit dem tiefsten Geschoss in Verbindung zu setzen, um möglichst unmittelbaren Verkehr mit der Strasse zu gewinnen, auf der die Waren zu- und abgeführt werden, stellt in vielen Fällen gleichzeitig die Aufgabe, den Betrieb so einzurichten, dass der Fahrstuhl von jedem Stockwerk aus in Thätigkeit gesetzt werden kann.

Bei Handbetrieb löst man die Aufgabe mittelst eines Haspelseiles, das im Fahrschacht oder neben dem Schacht von der hochstehenden Winde bis zum tiefsten Förderraum hinabreicht. Ist der Aufzug mittelbar oder unmittelbar mit einer Betriebsmaschine verbunden, so führt man am Fahrschacht eine endlose Steuerkette oder ein Steuergestänge durch alle Stockwerke, um die Transmission oder den Motor hiermit von allen Punkten der Förderbahn an- und abstellen zu können, oder legt den ganzen Betrieb in die Hand eines Aufzugwärters, der den Fahrstuhl dahin führt, wo er gebraucht wird. Bei elektrischen Anlagen vermittelt man die Steuerung durch elektrische Leitungen.

### β. Förderschalen, Fahrstühle und Förderkörbe.

Die Förderschalen werden entweder als freie Lastbühnen, Förderschalen im engeren Sinne, oder mit einer Rückwand, als „Fahrstühle“ oder schliesslich mit festen Seitenbegrenzungen und hochliegenden Querträgern, als „Förderkörbe“ oder „Fahrzellen“ ausgeführt. Im allgemeinen bezeichnet man kurz alle drei Arten als Fahrstühle, tauscht aber auch bisweilen die anderen Benennungen miteinander aus.

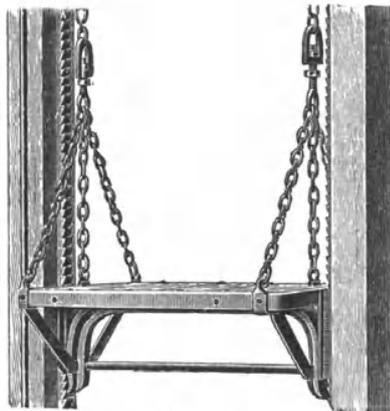


Fig. 305.

Die Fangvorrichtungen für Fahrstühle sollen an dieser Stelle nur so weit berücksichtigt werden, wie zum Verständniss der eigentlichen Stuhlkonstruktion unbedingt nothwendig ist, da eine vergleichende Beurtheilung ihres Werthes sich erst durch die allgemeine Übersicht über die leitenden Gesichtspunkte in einem besonderen Abschnitt, S. 370 u. f., entwickeln lässt.

#### Förderschalen.

Figur 305 veranschaulicht eine Förderschale ohne Schutzwände von Unruh & Liebig. Die Lastbühne, ein genietetes schmiedeeiserner Rahmen mit Eichenbohlenbelag, dessen Hauptstützen sich aus der

Zeichnung ergeben, ist an den beiden gegenüberliegenden Führungseiten durch meist je drei Tragketten an zwei Förderketten aufgehängt, für die jetzt nur noch Drahtseile in Betracht kommen. Von den Bühnenketten sind vorzugsweise

die mittleren zur Aufnahme der Last bestimmt; die Seitenketten nach den Eckpunkten haben theils nur die Aufgabe, das Kippen der Bühne bei ungleichmässiger Belastung zu verhindern, theils begrenzen sie den Laderaum seitlich gegen die unmittelbar benachbarten Schachtsäulen. Durch die doppelseitige Aufhängung der Förderschale an zwei Lastseilen bleibt der mittlere Raum der Bühne zum Beladen frei, gleichzeitig ergibt sich aber bei der geringen Höhe der Lastbühne die Möglichkeit, die Förderschale gegen Abstürzen zu sichern. Reisst das eine Seil, so kippt die Bühne auf dieser Seite nach unten und drängt die untere Klaue auf der Gegenseite in die benachbarte Sperrzahnstange, wird also in der schiefen Lage wirksam abgestützt. Die Zahnstangen dienen während des regelrechten Betriebes als Führungsschienen und werden zu dem Zweck von beiden Seiten von Winkeleisenbacken umschlossen, die mit ihren anderen Schenkeln an der Lastbühne befestigt sind.

Die Konstruktion vereinigt bei möglichst kleinem Eigengewicht in einfachster Form alle erforderlichen Theile und eignet sich zum Aufwinden von Kisten und Waren, die während der Fahrt genügend sicher auf der freien Förderschale liegen bleiben.

#### Fahrstühle.

Figur 6 bis 8, Taf. 12, veranschaulichen einen Sackstuhl für Mühlen von G. Luther, dessen Form zu der allgemeinen Benennung Fahrstuhl geführt hat, weil die Lastbühne mit Rückwand ungefähr die Gestalt und Verbindung eines Stuhlsitzes mit Rückenlehne aufweist. Die Säcke werden etwas geneigt gegen die Rückwand angelehnt, um sie bequem absetzen und wieder aufnehmen zu können. Man pflegt den Stuhl, wenn nicht Rollkarren benutzt werden, so anzuhalten, dass sich der Sack in der Rückenlänge des Trägers befindet.

Das Förderseil greift an dem oberen Bügel in geringer Entfernung von der Rückwand an. Durch die Belastung entsteht ein Kippmoment, das durch die Fahrstuhlführungen aufgenommen werden muss. Hieraus folgt ohne weiteres, dass derartige Fahrstühle nur mit beschränkter Tiefe und Belastung ausgeführt werden können, wenn störende Führungswiderstände vermieden werden sollen. Man findet meist quadratischen Grundriss von etwa 550 bis 800 mm Seitenlänge bei 100 bis höchstens 400 kg Nutzlast.

Der Stuhlrahmen ist in der vorliegenden Ausführung ganz aus Winkeleisen gebildet, Bodenbelag und Rückwand sind in Holz ausgeführt und die Seitenwände mit Drahtgitter überzogen. Die Führung des Stuhles wird in der Ebene der Rückwand durch oben und unten doppelseitig angenietete Winkeleisenbacken an den Flanschen zweier  $\square$ -Eisen bewirkt. Der Förderseilbügel ist durch Tragfedern abgestützt, mit deren Gehäuse die Einrückhebel für den später, S. 372, beschriebenen Klemmrollen-Fangapparat gekuppelt sind.

#### Förderkörbe für Lasten und Personen.

Fahrstühle für grosse umfangreiche Lasten oder für gleichzeitige Förderung mehrerer Einzelstücke werden meist in Gestalt eines kastenförmigen Korbgerüsts ausgeführt. Man gewinnt dadurch den Vortheil, dass der Laderaum der Förderschale wenigstens auf zwei Seiten durch feste Schienen, durch Gitterwerk oder volle Wände vollkommen abgegrenzt wird, und dass gleichzeitig die Deckenbalken gestatten, den Korb in seiner Mitte aufzuhängen. Der Fahrstuhlboden, die Lastbühne, wird durch je zwei schräg nach oben zusammenlaufende Schienen auf beiden Seiten mit den Deckenbalken verbunden. In Fig. 1 bis 4, Taf. 13, ist die vollständige Konstruktion

eines Förderkorbes für 1000 kg Nutzlast nach einer Ausführung von G. Luther für die Hamburger Freihafenspeicher wiedergegeben. Die Deckenbalken sind, wie auch sonst meist, durch zwei  $\square$ -Eisen gebildet; ebenso ist der Rahmen der Lastbühne aus  $\square$ -Eisen zusammengenietet. Die erforderlichen Verschraubungen und Vernietungen mit den zugehörigen Ecklaschenblechen sind ohne weiteres aus der Zeichnung verständlich. Den Fussbodenbelag bilden 35 mm starke Holzbohlen.

Bei der Berechnung der erforderlichen Trägerprofile ist auf zufällige einseitige Belastung Rücksicht zu nehmen und ferner zu beachten, dass die Seitenschienen, welche die Lastbühne mit den Deckenbalken verbinden, nur so lange ausschliesslich auf Zug beansprucht werden, wie die Bühne und ihre oben liegenden Querträger sich nicht merklich durchbiegen. Sonst treten in den steifen Eckanschlüssen Kräftepaare auf, die auch in den Seitenschienen, ausser Zug, Biegungsanstrengungen hervorrufen. Neben kräftiger Konstruktion der Hauptbalken ist demnach von vornherein auf die angedeuteten Nebenerscheinungen Rücksicht zu nehmen, die vor allem durch einseitige Beanspruchung bei einseitigem Fangen oder durch heftiges Aufwerfen von Lasten eintreten können. Aus diesem Grunde sind im vorliegenden Entwurf für die Seitenschienen nicht einfache Flacheisen, sondern Winkeleisen benutzt, die das Fahrstuhlgerippe wesentlich versteifen.

Die Führung des Fahrstuhles erfolgt an den Stegen zweier T-Eisen mittelst gusseiserner Gleitbacken, die in der Mittelebene des Stuhles oben und unten zu beiden Seiten mit dem Förderkorbgerippe verschraubt sind. Unterhalb der oberen Querträger liegt eine hölzerne Decke zum Schutz gegen zufällig von oben herabstürzende Gegenstände. Die Erfahrung lehrt, dass dieser an sich erwünschte Schutz andererseits die Quelle einer neuen Gefahr werden kann, weil vorzüglich bei Fahrstühlen, die im Ruhezustand nur an einer Bremse hängen, der Stuhl bisweilen durch unvorsichtiges Aufwerfen von Lasten um eine grössere Strecke sinkt. Auch bei hydraulischen Aufzügen kann durch die dynamische Wirkung der aufgeworfenen Last der Druck im Treibcylinder so weit gesteigert werden, dass der Schieber vorübergehend abklappt oder das Sicherheitstossventil sich öffnet und Wasser austreten lässt, der Fahrstuhl also unvermuthet beim Belasten zurücksinkt. Man thut daher gut, die äusseren Bretter der Schutzdecken auf den Ladeseiten nicht mit dem Gerüst und den Eckschienen fest zu verschrauben, sondern als Klappen mit Gelenkbändern zu versehen, die ungehindert nach oben zurückschlagen können, sobald sie in den eben erwähnten Fällen auf einen Arbeiter niedersinken, der mit dem Belasten des Fahrstuhls beschäftigt ist.

Der Königbolzen ist zwischen den Fahrstuhlträgern an einem Federgehäuse abgestützt und bethätigt die S. 372 beschriebene Fangvorrichtung.\*)

Das Stabwerk der Seitenwände lässt sich leicht durch Drahtgeflecht vollständig vergittern. Die hie und da bestehende Vorschrift, auch die Ladeseiten des Stuhles nach beendeter Belastung durch Einsatzgitter abzusperren, ist von sehr fragwürdigem Nutzen, weil die Arbeiter nicht selten die Gitter draussen lassen oder so unvorsichtig einsetzen, dass gerade die Gefahr eintritt, welche man vermeiden will, d. h. der Fahrstuhl während des Betriebes durch vorspringende Theile hängen bleibt und Schaden anrichtet.

Personenfahrstühle werden allseitig verkleidet; auch ihre Eintrittsöffnung wird meist durch eine Schiebthür verschlossen. Die innere Einrichtung

\*) Zur Berechnung der Spiralfederwerke liefert die Abhandlung von Dijkhoorn: „Tragfähigkeit und Durchbiegung von cylindrischen Schraubenfedern aus Stahldraht.“ Z. d. V. d. I. 1891, S. 1397, einen sehr beachtenswerthen und praktisch brauchbaren Beitrag.

bietet die erforderlichen Sitzplätze mit mehr oder minder glänzender Ausstattung der ganzen Zelle. In dunklen Fahrschächten muss ausserdem für Beleuchtung des Fahrstuhles durch gewöhnliche Lampen, durch Gas oder durch Glühlicht gesorgt werden. In den beiden letzten Fällen wird die Lichtquelle durch Gummischläuche oder durch Drähte von etwas grösserer Länge, als die halbe Förderhöhe, zugeleitet, welche ungefähr aus der mittleren Schachthöhe frei hängend zum Fahrstuhl hinüberlaufen und ihm nach oben und nach unten folgen. Für die elektrische Beleuchtung können auch Schleifkontakte benutzt werden, wenn man einen blanken Draht oder eine Stromzuführungsschiene in der ganzen Schachtlänge anordnet.

Zeichnung und Beschreibung des Gerüsts einer Personenzelle finden sich in dem Kapitel: „Personenaufzug im Friedrichsbau zu Stuttgart von A. Stigler“. S. 473 mit Taf. 14, Fig. 1 bis 7.

Der Grundriss der Förderschalen schwankt bei theils quadratischer, theils rechteckiger Form mit 1 bis 2 m Seitenlänge, im allgemeinen zwischen 1 bis 4 qm, für 300 bis 1000 kg Nutzlast. In der Regel entsprechen die grösseren Förderschalen auch grösseren Förderlasten, aber selbstverständlich ist in jedem einzelnen Fall das Platzbedürfniss, auf Grund der Angaben über die zu fördernde Art von Lasten, zu befriedigen. So wird man bei Aufzügen mit mässiger Tragkraft für Krankenhäuser der Bedingung zu genügen haben, dass die Lastbühne zum Aufstellen von Krankenbahnen geräumig genug ist, und ein Speicheraufzug für Getreide von 1000 kg Tragfähigkeit wird seiner Bestimmung gemäss nur vollständig ausgenutzt werden können, wenn seine Förderschale hinreichend gross ist, um Getreidesäcken im Gesamtgewicht von 1000 kg den erforderlichen Aufstellungsplatz zu gewähren.

Aus der wechselnden Grundrissgrösse und der verschiedenartigen Ausrüstung der Korbwände entstehen ziemlich starke Schwankungen für das Verhältniss des Fahrstuhleigengewichts zur Nutzlast, etwa zwischen den Grenzen 5:8 bis 1:2, mit der Massgabe, dass Förderkörbe für leichte Lasten meist verhältnissmässig schwerer ausfallen, als solche für grosse.

Personenaufzüge werden in der Regel zur Aufnahme von 3 bis 6 Personen eingerichtet. Als Durchschnittsgewicht einer Person pflegt man 75 kg dem Entwurf zu Grunde zu legen. Die Kabinen fallen schwer aus.

Die Führung der Fahrstühle erfolgt, wie in allen bisher behandelten Fällen, vorwiegend durch einfache Gleitbacken an Winkel-, T- oder [-Eisen. Meist benutzt man die massiven Schachtwände zum Befestigen der Schienen in Abständen von etwa 2 bis 3 m. In freien Schachtanlagen bieten nur die Durchbruchstellen der Decken unmittelbare Unterstützungspunkte für die Schienen, und falls diese mehr als 3 m voneinander abstehen, sind die Schienen entweder durch hölzerne Säulen oder durch die Eisenkonstruktion des Schachtgerippes genügend zu versteifen. Für freie Fahrschächte in Treppenhäusern verwendet man zum Theil gusseiserne Säulen mit gehobelten Führungsflächen oder zores Eisen mit Holzruthen, um der Schachtkonstruktion, im Hinblick auf die weit auseinanderliegenden seitlichen Stützpunkte des Treppenlaufes in sich ausreichende Standfestigkeit zu verleihen.

Hölzerne Führungssäulen findet man vielfach für Mühlenaufzüge, in neuerer Zeit aber auch fast ausnahmslos für alle Personenaufzüge verwendet, weil sie sich leichter genau ausrichten und bearbeiten lassen, die Sicherheit der Fangvorrichtungen erhöhen und das Fahrstuhlgeräusch vermindern.

Derartige Führungen werden aus Hartholz, Teakholz, Nussbaum, Buche oder Eiche, und zwar am besten aus mehreren, mit versetzten Fugen übereinandergelegten und verleimten Bohlen hergestellt, die mit einer Mischung

von schwerem Theeröl und Wachs getränkt werden. Zur Befestigung an der Schachtmauer oder am Schachtgerüst dienen durchlaufende **L**- oder **J**-Eisen, gegen die man die Holzauflagen anschraubt.

Die Versuche, die gleitende Führungsreibung durch Führungsrollen herabzumindern, bieten unwesentliche Vortheile, so lange nicht starke einseitige Drucke auftreten, und sind meist wieder nach kurzer Zeit aufgegeben, da sich Gleitbacken viel leichter im Förderkorb unterbringen lassen. Führungsrollen leisten ausserdem nur bei genügender Grösse, mit mindestens 150 bis 200 mm Durchmesser, befriedigende Dienste, weil sie sich sonst leicht auf ihren Zapfen festsetzen und einfach wie Backen schleifen. Genügt man aber dieser Grundbedingung, so vergrössern sich mit der verwickelteren Anordnung und Wartung auch gleichzeitig Eigengewicht und Höhenmasse des Fahrstuhls. — Vergl. Band II, S. 469 u. 470.

Eine wesentliche Verbesserung für ruhigen Gang und verminderte Reibung bilden dagegen die selbsteinstellbaren Führungsbacken, wie u. a. die Konstruktion von Stigler, Fig. 320 u. 321, S. 379. —

Die Schwierigkeit genauer Montirung der Führungsschienen in hohen Fahrschächten und der Umstand, dass die Befestigungsstellen an Gebäude-theilen nicht selten durch verschiedenes Setzen des Bauwerkes nachträglich kleinen Lagenänderungen unterworfen sind, erfordern nachstellbare Schienenaufleger oder ausreichenden Spielraum zwischen Gleitbacken und Schienen, der im einzelnen Fall, nach Massgabe der erreichbaren Ausführungsgenauigkeit, zu bemessen ist, und bis 5 mm beträgt. Mit Rücksicht hierauf ist andererseits der Höhenabstand der unteren und oberen Führung am Fahrstuhl möglichst gross zu wählen, damit der Stuhl nicht eckt. Bei Personenfahrschächten pflegt man die Gleitbacken durch Federn anzupressen, um unbeschadet des Spielraums störendes Schwanken zu verhüten.

Der lichte Fahrschachtquerschnitt wird der Förderschalengrösse möglichst angepasst. Soweit nicht Gegengewichtsbahnen, die Art der Führungsschienen mit ihren Befestigungsunterlagen oder andere Rücksichten grössere Abstände erfordern, genügen für den lichten Abstand zwischen den äussersten Punkten des beweglichen Fahrstuhles und seiner festen Schachtumgrenzung 25 bis 50 mm.

### γ. Gegengewichte.

Das Eigengewicht der Fahrstühle kann durch Gegengewichte ausgeglichen werden. Abgesehen von einzelnen hydraulischen Anlagen, die das Fahrstuhlgewicht ausnutzen, um einen Theil des Arbeitswassers beim Rücklauf in den Akkumulator zurückzupressen, werden für schwere Aufzüge fast allgemein Gegengewichte angewandt. Nur bei leichteren Fahrstühlen mit Reib- oder Stirnräderwinden verzichtet man meist hierauf, so lange genügende Betriebskraft für die Gesamtlast verfügbar ist, weil das Stuhlgewicht den einfachsten Antrieb für den selbstthätigen Rücklauf liefert, und der Arbeitsaufwand für die Anlaufperiode mit Vergrösserung der toten Massen erheblich wächst. Aus diesen Gründen pflegt man auch schwere Fahrstühle meist nur bis auf etwa 100 oder 150 kg auszugleichen, die erforderlich sind, um die Massen- und Bewegungswiderstände der Förderschale, der Gegengewichte und der Seile oder Ketten zu überwinden und gleichzeitig flotten Rücklauf zu sichern, dessen Geschwindigkeit bei ausgerücktem äusserem Antrieb durch das Bremswerk geregelt wird. Der nothwendige Gewichtsüberschuss kann die obigen Werthe überschreiten, wenn noch andere Triebwerktheile beim Abwärtsfahren mitlaufen. Das ist unter anderem bei hydraulischen Anlagen mit liegenden oder hängenden Cylindern der Fall, wo die Stopfbüchsenreibung und die Ausflusswiderstände des Wassers nicht durch das Gewicht eines niedersinkenden Kolbens ausgeglichen werden.

Wenn die verfügbare Antriebskraft, wie besonders bei Handaufzügen, im Verhältniss zur Last klein ist, muss auf den selbstthätigen Rücklauf verzichtet werden. Man steigert die Gegengewichtsgrösse dann häufig so weit, dass auch noch ein Theil der Nutzlast, etwa bis zur Hälfte der Grenzbelastung, ausgeglichen wird, damit die Arbeitsleistung sich möglichst gleichmässig auf Heben und Senken des Fahrstuhles vertheilt.

Die Aufzüge mit Handbetrieb gestatten den Wechselbetrieb in beiden Richtungen zum Aufwinden der belasteten Förderschale und zum Senken der leeren, wobei der Überschuss des Gegengewichtes als Last aufwärts zu fördern ist, ohne weiteres, wenn man nur für doppelseitige Abstützung des Rücklaufs sorgt, solange der Fahrstuhl zum Beladen oder Entladen in der Ruhe verharren soll.

Bei Aufzügen mit Riemenbetrieb wird der Vortheil vollständiger Gewichtsausgleichung der toten Last durch den Nachtheil erkauft, dass der Antrieb Wendegetriebe mit offenem und gekreuztem Riemen erfordert. Neben den erhöhten Anlagekosten werden die Riemen während des Betriebes durch häufig wiederkehrendes Umsteuern stark mitgenommen, besonders wenn beide stets gleichzeitig gesteuert werden, wie dies zur Zeit noch bisweilen geschieht. Der Verschleiss lässt sich aber wenigstens durch die Seller'sche Steuerweise beschränken, indem man beide Riemen einzeln und wechselweise von ihrer Losscheibe auf die Festscheibe und umgekehrt getrennt verschiebt, und dafür sorgt, dass der eine auf seiner Losscheibe festgehalten wird, während man den anderen ein- oder ausrückt. Ausführungen derart werden später durch Beispiele S. 440, 446 und 447, Fig. 395 und 399 bis 403 erläutert werden.

Wendegetriebe sind ferner für Aufzüge mit Schnecke und Schneckenrad nothwendig, weil auch hier der Rücklauf nicht selbstthätig erfolgt und wenigstens aus der Ruhelage durch äussere Triebkraft eingeleitet werden muss. Bei dieser Bauart kann man aus dem unentbehrlichen Wendegetriebe den Vortheil ziehen, dass man den Kraftverbrauch durch möglichst weitgehenden Ausgleich des Eigengewichts der Förderschale thunlichst beschränkt, um mit schmalen Riemen auszukommen. Auch elektrisch betriebene Aufzüge werden meist mit reichlichen Gegengewichten entworfen, um kleine Elektromotoren zu erhalten. Diese werden umsteuerbar gebaut. In allen diesen Fällen darf der Arbeitsverbrauch zum Beschleunigen der Gegengewichtsmassen während der Anlaufperiode und die Vernichtung ihrer Bewegungsenergie zum Anhalten nicht ausser Acht gelassen werden.

Die Verbindung zwischen den Gegengewichten und dem Fahrstuhl erfolgt meist durch besondere Seile oder Ketten, die aus der Stuhlbahn über hochliegende Leitrollen in die Gegengewichtsbahn hinüberlaufen und das Gegengewicht nach oben ziehen, wenn die Förderschale niedergeht. Man kann aber auch die Gegengewichtseile an der Lasttrommel befestigen oder eine besondere Trommel anordnen und durch entgegengesetzte Wicklung des Förder- und des Gegengewichtseiles die beabsichtigte Entlastung des Antriebmomentes herbeiführen. Wird das Gegengewicht grösser als das Eigengewicht des Fahrstuhles gewählt, so ist mindestens der Überschuss durch das Seil unmittelbar mit der Windentrommel zu verbinden, damit der Fahrstuhl beim Rücktrieb das Lastseil gespannt hält und niedergeht.

Fig. 306 bis 309, S. 368, veranschaulichen in schematischen Skizzen die verschiedenen Arten, in denen Gegengewichte angeordnet werden können.

Fig. 308 und 309 stellen im besonderen die Fälle dar, in denen zum Verwenden schwächerer Seile und zum Beschränken der Trommelbelastung das Fahrstuhleigengewicht bis auf den zum Senken nothwendigen Antheil unmittelbar ausgeglichen ist und nur das Gegengewicht für die mittlere Nutzlast auf die Trommel einwirkt.

Werden Daumenräder, Reibungstrommeln oder Rollen zum Aufwinden des Fahrstuhles benutzt, so hängt man das Gegengewicht einfach an das ablaufende Fördertrum.

Die Verbindung der Gegengewichte mit dem Förderkorb bietet den Vortheil, dass beim Bruch des Förderseiles der Fahrstuhl noch theilweise durch die Gegengewichte getragen wird und langsamer abstürzt.

Weil der Zug des Gegengewichtes mit dem Förderseil zusammenfallen muss, damit sich der Fahrstuhl nicht durch Kräftepaare eckt, sind entweder beide Seile gemeinsam am Königbolzen zu befestigen oder, statt eines Gegengewichts, zwei gleiche von entsprechender Gesamtgrösse anzubringen und ihre Seile an den Seitenwänden des Fahrstuhles in irgend einer Symmetrieebene in gleichen Abständen vom Königbolzen so anzuschliessen, dass

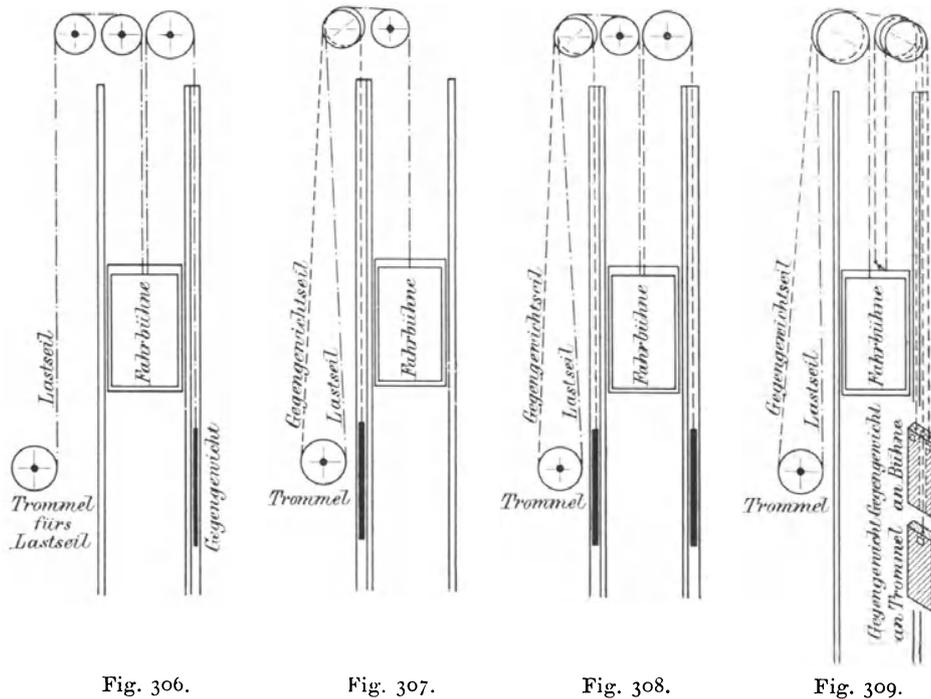


Fig. 306.

Fig. 307.

Fig. 308.

Fig. 309.

alle Kräfte sich in einer gemeinsamen Resultante vereinigen. Die Befestigung des Gegengewichtseiles am Königbolzen hindert die vollkommene Entlastung der Tragfedern bei eintretendem Förderseilbruch und verbietet sich daher sobald mit dem Federgehäuse Einrückhebel für Fangapparate gekuppelt sind, die durch die Entlastung der Königbolzenfeder beim Förderseilbruch in Thätigkeit treten sollen. Aus diesem Grunde findet man unmittelbar entlastete Förderkörbe meist mit zwei getrennten Gegengewichten ausgerüstet.

Die Gegengewichtsbahnen bringt man in der Regel im Fahrtschacht unter und verwendet zu den Führungen Winkeleisen oder leichte  $\lrcorner$ -Eisen, die an den Schachtwänden oder am Schachtgerüst befestigt werden. Bisweilen findet man hölzerne Führungsschleife mit Bretterwänden.

Um die Führungswiderstände zu beschränken, die um so kleiner ausfallen, je weniger sich der gleitende Körper infolge seiner Länge in der Gleitbahn bei reichlichem Spielraum ecken kann, baut man die Gegengewichte lang, im Verhältniss zur Breite. Bei grosser Länge ergeben sich gleichzeitig sehr kleine Masse für die Dicke und der Vortheil, dass die

Gegengewichtsbahn den erforderlichen Gesamtquerschnitt des Fahrschachtes nur sehr wenig vergrössert.

Fig. 7, Taf. 15, zeigt die übliche Bauart zerlegbarer Gegengewichte. Man kann an Ort und Stelle beim Montiren die Gewichtsgrösse nach Bedürfniss leicht ändern, indem man die Klotzzahl erhöht oder vermindert. Die einzelnen Klötze sind unten mit einer Nuth, oben mit einer vorspringenden Leiste gegossen und greifen ineinander. Das Loch in der Mitte gestattet, sie in beliebiger Zahl auf einer Stange aufzureihen, die den ganzen Klotzsatz auf einer unten vorgeschraubten Mutter trägt. Das Zugseil wird am Kopf der Stange befestigt. Der oberste und unterste Klotz werden etwas breiter ausgeführt als die übrigen, und auch mit seitlich eingegossenen Nuthen versehen, um die Führung an den Leitbahnen zu übernehmen. Zu jedem Satz genügt ein Klotz von halber Höhe, der gestattet, die Gewichtsgrösse auf ausreichend genaue Grenzen einzustellen.

Mit Rücksicht auf die Gefahr, dass bei einem Förderseilbruch die Gegengewichte durch den stürzenden Fahrstuhl mit grosser Gewalt nach oben emporgerissen werden, sind Schutzvorkehrungen gegen Herausgeschleudern aus der Führungsbahn anzubringen. Bei langgebauten Gegengewichten ist die Gefahr geringer, aber feste Hubgrenzen bieten jedenfalls den Vortheil, dass die meist dicht über der Gleitbahn liegende Seilleitrolle gegen Zertrümmern geschützt wird. Andererseits ist auch darauf zu achten, dass frei herabstürzende Gegengewichte ihre Bahn nicht unten verlassen können. Die Bahn ist also im tiefsten Punkt fest abzuschliessen, soweit sie durch frei zugängliche Räume geht, in allen Zwischenstockwerken über Manneshöhe einzufriedigen und womöglich bis auf die Kellersohle herabzuführen, weil erfahrungsgemäss bei einem Seilbruch durch stürzende Gegengewichte auch kräftige Decken mit eisernen Trägern meist durchgeschlagen werden.

Die vielfach in der Praxis eingebürgerte Gewohnheit, die Tragseile der Gegengewichte stärker zu belasten, als die der Förderschale, und auch die Gegengewichtsführungen mit geringerer Sorgfalt zu behandeln, verdient scharfen Tadel, weil der Bruch der Gegengewichtseile und das Herausstürzen von Gegengewichten aus ihren Führungen ebenso schwere Unfälle herbeiführen kann, wie der Absturz der Fahrzelle.

Ich bin der Ansicht, dass man sogar Veranlassung hat, dem Gegengewichtstriebwerk in allen Theilen besondere Aufmerksamkeit zu schenken, weil diese Gewichte ohne Fangvorrichtung laufen und weil es sich in den meisten Fällen nicht vermeiden lässt, dass ihre Tragseile dicht hinter der Windentrommel in entgegengesetzter Richtung abgelenkt und dadurch besonders ungünstig beansprucht werden. Hier erscheint mir daher die Anwendung von doppelten Tragseilen noch mehr geboten, als für die Fahrzellen, während man für die letzteren meist zwei, und für das Gegengewicht häufig nur ein Seil findet.

Der schnelle Verschleiss der Gegengewichtseile elektrischer Aufzüge mit theilweisem Ausgleich der Nutzlast lenkt ferner die Aufmerksamkeit auf den Umstand, dass vielfach die zugehörigen Leitrollen im Schachtkopf zu klein gewählt werden, und lässt die Aufhängung der Gegengewichte an Pufferfedern rathsam erscheinen, um den Stoss der Bewegungsenergie der Massen, der durch die einfallende Stoppbremse in Bruchtheilen einer Sekunde vernichtet wird, sanfter abzufangen.

#### δ. Fangvorrichtungen und Fallbremsen für Fahrstühle.

Die Gefahr des freien Absturzes für Fahrstühle durch Seil- oder Kettenbruch hat zahlreiche Sicherheitsvorkehrungen ins Leben gerufen, die aber

bei näherer Betrachtung auf verhältnissmässig wenige Grundgedanken zurückführen und zum Theil mehr den Stempel unwesentlicher Neuerungen, als den wirklicher Verbesserungen tragen. Aus der vorhandenen grossen Zahl sollen daher nachstehend auch nur einzelne Beispiele herausgegriffen werden, welche die verschiedenen Grundgedanken kennzeichnen und gleichzeitig Gelegenheit bieten, ein allgemeines Urtheil über die einzelnen Konstruktionsgruppen abzugeben. Nachstehend sind zu erörtern:

- 1) Fangvorrichtungen im engeren Sinne des Wortes, welche den Fahrstuhl möglichst unmittelbar nach erfolgtem Seilbruch oder womöglich noch während der vorangehenden Zerreihsdehnung in seinen Führungen festhalten sollen;
- 2) Fallbremsen, die den Stuhl nach dem Seilbruch ungefährdet mit begrenzter und gleichförmiger Geschwindigkeit in die tiefste Stellung zurücksinken lassen.

### **Fangvorrichtungen.**

Der ursächliche Zusammenhang zwischen dem Seilbruch und der Betätigung eines Fangapparates lässt sich auf zwei wesentlich verschiedenen Wegen vermitteln, je nachdem der Fahrstuhl an einem oder an mehreren Tragseilen, Gurten oder Ketten hängt. Der Kürze halber soll in der Folge nur immer von Seilen gesprochen werden, da alles hierfür im wesentlichen sich auch auf den Fall bezieht, dass Gurte oder Ketten verwendet werden. Nur tritt bei Ketten für die Fangwerke erst durch den Bruch dieselbe Wirkung auf, die bei Seilen zum Theil bereits schon durch Dehnungen erzeugt wird.

Man pflegt meist, wenn nur ein Tragseil vorhanden ist, die zwischen dem Seil und dem Fahrstuhl eingeschaltete Tragfeder zum Einrücken des Fangzeuges zu benutzen, durch deren Entlastung, im Augenblick des Seilbruchs, die Federarbeit ausgelöst und nach aussen abgegeben werden soll, um das Fangwerk einzurücken. Zuverlässiger wirken besondere, von der Fahrstuhlbelastung unabhängige Einrückfedern. Bei zwei oder mehr Tragseilen kann zwischen dem Fahrstuhl und den Seilen ein gleicharmiger Doppelhebel eingeschaltet werden, auf dessen Drehachse sich der Stuhl abstützt, und der daher so lange in der wagerechten Lage verharrt, wie beide Seile, auf die sich die Last gleichmässig vertheilt, gleiche Länge behalten. Durch einseitigen Seilbruch oder ungleichmässiges Dehnen wird der doppelarmige Hebel vom Überschuss der Spannung im unversehrten Seil schief gezogen und hierdurch ein Mittel geboten, das Fangzeug einzurücken.

Schliesslich kann man zum Einrücken der Fangwerke auch noch Hilfsapparate verwenden, die lediglich von der Aufzugsgeschwindigkeit beeinflusst werden und an der zulässigen Grenze, d. h. sicher bei beginnendem freien Absturz, in Thätigkeit treten.

In allen Fällen lassen sich die eigentlichen Fänger als Klauen mit starrem Eingriff in Zahnstangen oder als geschärfte Fangeisen ausführen, die in hölzerne oder eiserne Führungsäulen eindringen; auch sind Klemmbacken, Klemmrollen, Klemmkeile, Excenter u. s. f. verwendbar.

### **Fangvorrichtungen für einseilige Fahrstühle.**

Die Fangvorrichtungen für einseilige Fahrstühle beruhen, soweit sie der Tragfeder das Einrücken der Fangwerke übertragen, auf der Voraussetzung, dass diese Feder beim Seilbruch ganz oder wenigstens so weit entlastet wird, um die Einrückarbeit des Fangwerkes leisten zu können.

Die grosse Zahl verschiedenartiger Konstruktionen spricht dafür, dass viele von ihnen nicht zu vollkommen befriedigenden Ergebnissen geführt

haben, und die immer wieder neu auftauchenden Bemühungen in dieser Richtung übersehen vielfach, dass der theilweise Misserfolg weit mehr seinen Grund in der Unzuverlässigkeit der Grundannahme, als in der Wirkungsweise dieses oder jenes Fangwerkzeuges und Hilfsmechanismus hat. Es ist daher von vornherein zu betonen, dass alle hierher gehörigen Konstruktionen mit einem gewissen Mangel behaftet sind, der sich vollkommen nur durch den Verzicht auf das ganze System beseitigen lässt, wenn auch mancherlei Verbesserungen, wenigstens für die Bedürfnisse von Warenaufzügen ohne Personförderung, ausreichende Sicherheit gewähren.

Die Voraussetzung der vollkommenen Federentlastung durch den Seilbruch trifft zu, wenn der Bruch in genügender Nähe des Fahrstuhles erfolgt, sie wird aber in Frage gestellt, sobald der abgerissene Seilschwanz nicht frei mit dem Stuhl herabstürzt. Das tritt besonders bei langen Seilen leicht ein, die vom Fahrstuhl über Leitrollen ausserhalb des Schachtes nach einer in der Tiefe aufgestellten Aufzugmaschine laufen. Erfolgt der Bruch in der Nähe der Maschine, so äussert das nachzuschleppende Seil erhebliche Beschleunigungswiderstände, die durch Peitschen gegen Wände, Gitterwerk, Balken u. s. f. verstärkt werden können. In den gewöhnlichen Konstruktionen ist ferner die Federspannung nur gleich der Fahrstuhllast. Hierbei steigert sich allerdings die von der Federkraft abhängige Sicherheit des Einrückens der Fänger mit zunehmender Belastung, aber sie reicht unter Umständen nicht aus, um bei kleinen Lasten den Eingriff zu vermitteln, während die Erfahrung lehrt, dass ein Seilbruch zwar durch die Grenzlasten vorbereitet wird, sich aber bisweilen erst unter nachfolgender, weit geringerer Last vollendet. Hierzu kommt, dass die Verhältnisse der Betriebsunfälle sich sehr verschieden gestalten, je nachdem der Bruch bei aufsteigendem, bei ruhendem oder bei abwärtsfahrendem Förderkorb eintritt, weil im letzten Fall der Sturz bereits mit der Fördergeschwindigkeit, als Anfangsgeschwindigkeit beginnt, und die Bewegungsenergie, welche das Fangzeug zu vernichten hat, weit grösser ist, als im ersten oder zweiten Fall.

Die übliche Art der Abnahmeprüfung für Fangvorrichtungen, deren Wirksamkeit man meist nur für den freien Fall des voll belasteten Fahrstuhles aus der Ruhelage zu untersuchen pflegt, bietet hiernach, übereinstimmend mit zahlreichen Erfahrungen, keine Gewähr für ausreichende Sicherheit bei wirklichen Betriebsunfällen.

Im übrigen folgt für den Entwurf die Nothwendigkeit als selbstverständlich, den Einrückwiderstand der Fänger so weit wie möglich herabzumindern. Dazu gehört möglichst einfache und leichtbewegliche Verbindung zwischen den Federn und den Fängern und möglichst geringes Eigengewicht für alle beweglichen Theile. Da die Federkraft ferner mit der Ausdehnung der Feder rasch abnimmt, sind alle Fänger, welche nicht plötzlich starr eingreifen, sondern eine allmählich gesteigerte Klemmwirkung äussern, um den Fahrstuhl auf einem kurzen Bremsweg mit abgeschwächtem Stoss zum Stillstand zu bringen, so einzurichten, dass die Feder nur den Angriff der Fänger vermittelt, und dass erst die auftretenden Gleitkräfte oder die sonstigen Widerstände des Sturzes, die Fänger weiter in die volle Klemmlage drängen.

#### **Fangvorrichtung mit Schubklinke und Zahnstange.**

Eine der ältesten und auch heute noch hie und da ausgeführten Konstruktionen veranschaulicht Fig. 310, S. 372.\*) Die Fahrstuhldecke stützt sich auf einer kräftigen Blattfeder als Tragfeder ab, in deren Mitte der Königbolzen

\*) Specht, Personen- und Lastaufzüge.

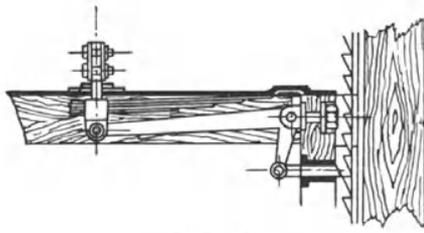


Fig. 310.

für das Fahrstuhlseil angreift. Die beiderseitigen Fangklinken sind in den seitlichen Mittelsäulen des Förderkorbrahmens wagerecht verschiebbar eingebettet und durch einfache Winkelhebel mit dem Federgehäuse des Königbolzens verbunden. Die Entlastung der Tragfeder durch Seilbruch drängt die Fangklinken nach aussen in die gusseisernen Sperrzahnschienen, welche auf

der ganzen Länge der Förderbahn gegen die hölzernen Säulen im Schacht angeschraubt sind und gleichzeitig als Führungsschienen dienen.

Tritt der Seilbruch während der Niederfahrt ein, so erfolgt der Fangstoss, selbst im günstigsten Falle, bei unverzüglichem Klinkeneingriff mit der Bewegungsenergie der Senkgeschwindigkeit. Für grosse Fördergeschwindigkeiten ist die Anordnung deshalb unbrauchbar. Im übrigen ist darauf hinzuweisen, dass hier, wie in allen ähnlichen Fällen, in denen die Tragfeder in den Laderaum des Fahrstuhles hineinragt, durch feste Schutzbügel oder Decken unterhalb des Federgehäuses dafür gesorgt werden sollte, die freie Ausdehnbarkeit und Wirksamkeit der Feder nicht etwa durch aufgestapelte Waren zu hindern. Diese Vorsicht wird mehrfach durch Baupolizeivorschriften gefordert.

In den neueren Konstruktionen herrscht das Bestreben vor, an Stelle starrer Stützklinken mit festem Eingriff, Klemmkörper als Fänger zu benutzen, die den stürzenden Fahrstuhl unmittelbar an den Führungsschienen abfangen, theils um den Stoss durch die vorangehende Bremsung zu mildern, theils um den Einbau besonderer Sperrschienen zu ersparen. Beispiele hierfür liefern die nachstehenden Ausführungen.

#### Fangvorrichtungen mit Klemmrollen von G. Luther und Vonhof.

G. Luther und Vonhof sind unabhängig voneinander gleichzeitig auf den Gedanken gekommen, Klemmrollen als Fänger zu benutzen.

Die Klemmrollen *a* hängen, wie aus Fig. 1 und 2, Taf. 13, ersichtlich, innerhalb eines Keilwinkels, — der am oberen Querträger durch die seitlichen Tragschienen des Förderschalenbodens gebildet wird — paarweise zu beiden Seiten der Führungsschienen frei in kleinen Gabelstangen an den Enden doppelarmiger Einrückhebel, deren Gegenarme in der Mitte des Fahrstuhlquerträgers an das Federgehäuse des Königbolzens angeschlossen sind. Sobald das Federgehäuse beim Seilbruch nach unten schnell, werden die Klemmrollen in den Keilwinkel nach oben gezogen. Während der Reibungswiderstand der Führungsschiene am inneren Rollenumfang nach oben wirkt und die Rollen zurückzuhalten sucht, hängen sich die Rollenschiene *f* an den Aussenseiten über die Rollen und äussern, infolge der anfänglichen relativen Abwärtsbewegung gegen die nach oben geschnellten Rollen, hier abwärts gerichtete Reibungskräfte im Rollenumfang. Die beiderseitigen Kräfte vereinigen sich zu gleichsinniger und gemeinschaftlicher Drehung und bewirken das selbstthätige Festwalzen der Rollen nach der Winkelspitze zu, unter starkem Druck gegen die Widerlager, der sich bei genügender Kleinheit des Winkels bis zum vollständigen Sperren des beginnenden Sturzes steigert. Erfahrungsgemäss genügt eine Neigung der Winkelschenkel von 1 : 7 bis 1 : 8. Die Klemmrollen müssen genau in gleicher Höhe hängen, um die verhältnissmässig schwache Führungsschiene gegen Durchbiegen zu schützen. Zu dem Zweck erhalten ihre kleinen Hängestangen Köpfe mit Einstellgewinde für die Stangenlängen. Die einseitigen Drucke gegen die Widerlager *f* am Fahrstuhlkorb lassen sich leicht durch

genügend versteifte Schienen abfangen. Eine gemeinsame Unterlegplatte für die Widerlager hält die Druckkräfte von dem Förderkorbgerüst fern.

Vollkommener und einfacher vermeidet man das Durchdrücken der Führungsschienen durch einrollige Fänger mit geraden unbeweglichen Widerlagklötzen auf der Gegenseite, an Stelle der zweiten Fangrolle auf dieser Seite.

Die Konstruktion entspricht hinsichtlich geringen Eigengewichtes bei der Kleinheit der Druckrollen von 70 bis 90 mm Durchmesser den weitgehendsten Ansprüchen und gehört zu den wirksamsten der ganzen Gruppe. Durch die in der Zeichnung angedeuteten Zugstangen mit Handgriffen ist man im Stande, das Fangwerk jederzeit auch von Hand einzurücken. Für den Sackaufzug, Taf. 12, Fig. 7, sind die Fangrollen im tiefsten Punkt des Fahrstuhles eingebaut.

#### Fangkeile von Stigler mit Wälzungsrollen.

Stigler verwendet Fangkeile in Verbindung mit Wälzungsrollen, die er, wie in Fig. 311 an der Rückengleitfläche in den festen Widerlagern am

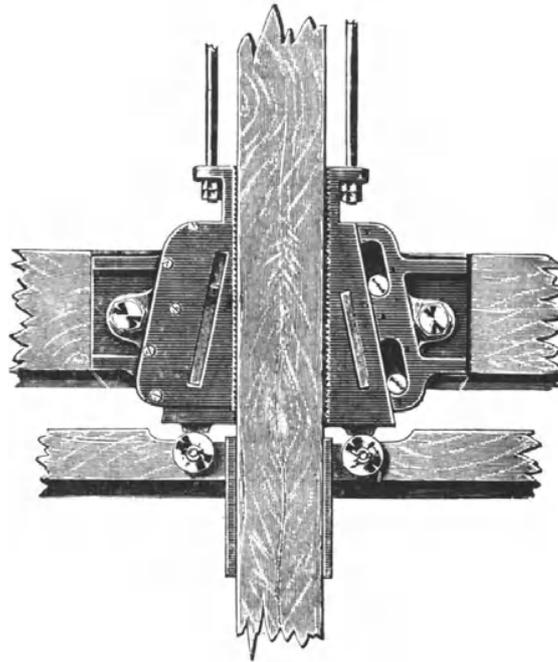


Fig. 311.

Fahrstuhlboden in geeigneter Wälzungsbahn unterbringt, um das selbstthätige Festziehen der Klemmkeile zu unterstützen, ohne den scharfen Rollendruck unmittelbar auf die hölzernen Führungsruthen wirken zu lassen. Die Keile selbst greifen mit eingesetzten prismatischen Führungsleisten in einen entsprechenden Schlitz der Deckbleche des Fangapparates ein und werden hierdurch gegen zufällige Berührung mit den Schachtruthen geschützt.

#### Fangvorrichtung mit Klemmkeilen von Dinglinger.

Statt der Fänger mit Klemmrollen werden vielfach auch einfache Klemmkeile angewendet. Die Gesamtanordnung wird dadurch nicht wesentlich geändert, nur bleibt zu beachten, dass die Reibungskräfte, welche an der

Führungsschiene und am Widerlager auftreten, durch die Verschiedenheit ihrer Richtung sich nicht, wie bei den Rollen, gegenseitig unterstützen, um den Keil in die Klemmlage zu drängen, sondern einander entgegenwirken. Man greift daher mindestens zu dem Hilfsmittel, die Keile auf der Führungsschienenseite aufzurauen oder zu verzahnen, um den Reibungswiderstand, der den Keil in die Klemmlage treibt, so weit zu vergrössern, dass der beabsichtigte Erfolg gesichert wird, ohne der Fahrstuhlfeder, ausser der Einrückarbeit auch noch einen Theil der Kraftleistung zum weiteren Eintreiben der Keile zu übertragen.

In der Verbindung der Keile mit den Einrückhebeln ist auf ihre Seitenbewegung beim Einrücken Rücksicht zu nehmen. Zu dem Zweck sind beispielsweise in der von Dinglinger für 1000 kg Fahrstühle im Stuttgarter Lagerhaus gewählten Ausführung, Fig. 5 u. 6, Taf. 13, die Bohrlöcher für die Aufhängestangen in den Keilen entsprechend grösser, als die Stangendurchmesser. Meist führt man die Keile in ihren Widerlagern am Fahrstuhl durch Schwalbenschwanzeingriff oder mit anderen einfachen Hilfsmitteln, wie in Fig. 311, S. 373, derart zwangsläufig, dass der Spielraum im ausgerückten Zustande, während des regelmässigen Betriebes, ganz auf die Seite der Führungsschiene fällt, um zufälliges Einrücken der Fangkeile zu verhüten, weil andererseits, mit Rücksicht auf den beschränkten Keilweg, der Spielraum selbst möglichst klein gehalten werden muss.

Auch hier genügen im übrigen Fangkeile auf einer Seite mit unbeweglichen Widerlagplatten auf der anderen Seite der Fahrstuhlführung.

#### **Fangvorrichtung mit verzahnten Excentern und verstärkter Federwirkung von Martin in Bitterfeld.**

Die ungünstigen Verhältnisse, welche für das Einrücken der Fänger bei leerem Förderkorb oder bei kleiner Nutzlast entstehen, wenn die Einrückarbeit unmittelbar und ausschliesslich den Tragfedern der Korbauf-

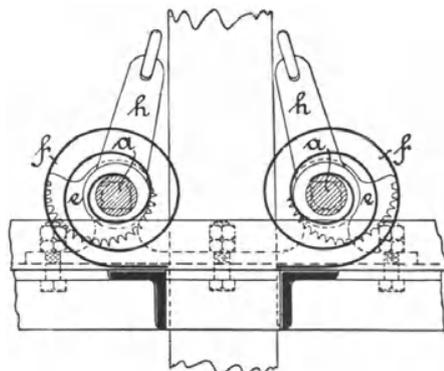


Fig. 312.

hängung übertragen wird, sucht Martin in Bitterfeld dadurch zu beseitigen, dass er zwischen dem Tragseil und der Stuhlfeder eine Hebelübersetzung einschaltet, die eine verstärkte Federwirkung herbeiführt. Fig. 312 zeigt die Martin'sche Konstruktion in Verbindung mit Fangexcentern, die auf zwei parallelen Wellen, oberhalb der Fahrstuhldecke, paarweise zu beiden Seiten der hölzernen Führungsruthen angeordnet sind. In der Mitte der Excenterwellen sitzen die Tragarme *h* des Fahrstuhles, die durch zwei kurze Ketten mit dem Förderseil verbunden sind und sich in die Richtung

dieser Ketten einzustellen suchen. Durch die angestrebte Drehung der Excenterwellen werden die spiralförmig gewundenen, einerseits an den Wellen, andererseits an der Fahrstuhldecke befestigten Blattfedern gespannt, welche die Stelle der gewöhnlichen Tragfedern ersetzen und gleichzeitig die Aufgabe haben, die Excenter gegen die Führungsruthen herumschleudern, sobald ihre Spannung durch Seilbruch ausgelöst wird. Das Verhältniss zwischen dem Kraftmoment der Feder an der Welle und dem Moment der Kettenspannung, inbezug auf die Excenterwelle, bestimmt das Verhältniss zwischen Federkraft und Fahrstuhllast. — Vergl. die Abänderung im D. R. P. 30 140, mit Einrückfedern, deren Spannung von der Last unabhängig ist.

Die Excenter sind aussen mit geradlinigen Schneiden in 10 mm Abstand geschärft und sollen hiermit einen sicheren Eingriff bieten, ohne das Holz zu zersplittern. Gelangt der Stuhl in der tiefsten Stellung zum Aufsitzen, so ist dafür zu sorgen, dass sich gleichzeitig die Tragarme *h* auf Widerlager legen, um beim Schlawwerden des Tragseiles den überflüssigen Eingriff der Excenter zu verhüten.

Der Konstruktionsgedanke lässt sich ohne Schwierigkeit auf gewöhnliche Tragfedern mit anderen Fängern anwenden. Übrigens bleibt zu beachten, dass, wenn auch unter regelrechten Verhältnissen die Einrückkraft für die Fänger wesentlich gesteigert und dadurch, vorzüglich bei leichteren Lasten, eine grössere Sicherheit gewonnen wird, andererseits zufällige Widerstände des abgerissenen Seilschwanzes ebenfalls am längeren Hebelarm wirken, und dass in solchen Fällen der Eingriff der Fänger mit dem Hebelwerk ebenso leicht, wie die übrigen bisher besprochenen Konstruktionen versagen kann.

#### Fangvorrichtung von Schmidt, Kranz & Co. in Nordhausen.

Schmidt, Kranz & Co. in Nordhausen rüsten ihre Fahrstühle mit mehreren Hilfsvorkehrungen aus, welche die Betriebsicherheit des Fangwerkes beachtenswerth erhöhen.

Die Textfig. 313 bis 315, und die Einzeldarstellung im grösseren Massstab, Fig. 6, Taf. 9, zeigen die Verbindung der Fangklötze *k* mit ihren Hängestangen *s*, die in üblicher Weise durch Einrückhebel vom Federgehäuse des Königbolzens bethätigt werden. In der gezeichneten Ruhelage für den regelrechten Betrieb laufen die Führungsschienen des Fahrstuhles frei zwischen dem Fangklotz *k* und dem Widerlager *w* am Förderkorbrahmen durch, während sich der lose hängende Klotz gegen die winkelförmig gebogene Schiene *g* legt, die mit *w* auf einer gemeinsamen Platte fest mit dem Fahrstuhlgerüst vernietet ist.

Sobald die Stangen *s* durch ihre Einrückhebel aufwärts gezogen werden, drehen sich die Fangklötze um ihre Stützkante in dem Knick der Winkelschiene *g* und wälzen sich mit ihrer unrundern glatten Druckfläche bis zur vollständigen Klemmlage gegen die Führungsschienen im Schacht. Gleichzeitig drängt der Seitendruck den Fahrstuhl mit dem Widerlager *w* von der anderen Seite gegen die Schienen und nimmt den Klotzdruck auf, der sonst die Schienen durchbiegen würde.

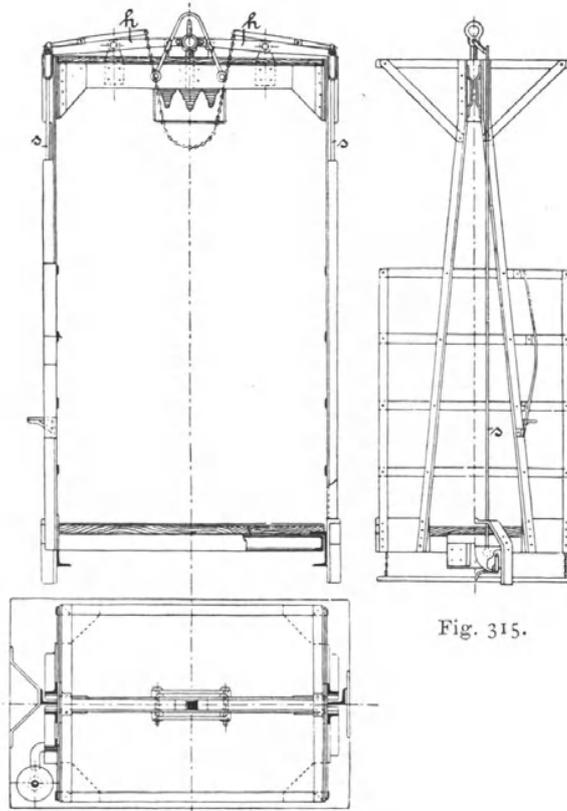


Fig. 313 u. 314.

Fig. 315.

Die Klotzstangen  $s$  sind mit langen, senkrechten Kopfschlitz an den Traghebeln der Haupteinrückhebel aufgehängt und können, unabhängig von der Spannung der Fahrstuhlfeder, gelüftet werden. Die Verbindung der Klotzstangen mit einem Hilfshebelpaar  $h$ , dessen Drehzapfen auf den Haupthebeln ruhen — Fig. 313 — gestattet, die Betriebsfähigkeit des Fangwerkes durch Ziehen an der schlaff herabhängenden Verbindungskette beider Hilfshebel jederzeit zu prüfen, und bietet gleichzeitig die Möglichkeit, bei Personenförderung das Fangwerk vom Innern des Fahrstuhles in Gefährfällen einzurücken, wenn etwa die selbstthätige Einrückung durch die Tragfeder beim Seilbruch infolge ungenügender Federentlastung versagt. \*)

Einen weiteren Schutz gegen Unfälle bietet der unter der Förderschale in seinen vier Eckpunkten an schwachen Ketten aufgehängte, sogenannte Nothboden, Fig. 6, Taf. 9, ein leichter, mit Drahtgeflecht überspannter Rahmen, der durch ein Hebelwerk derart mit den Fangklötzen verbunden ist, dass die Klötze durch paralleles oder schiefes Anheben des Nothbodens von unten eingerückt werden. Diese Einrückung vollzieht sich, wenn der Nothboden beim Abwärtsfahren auf irgend ein Hinderniss im Schacht stösst, und bringt den Fahrstuhl zum Stillstand, bevor er selbst mit dem Hinderniss zusammentrifft.

Um schliesslich auch noch der Gefahr möglichst vorzubeugen, dass der nachschleppende Seilschwanz bei weit vom Fahrstuhl entferntem Seilbruch

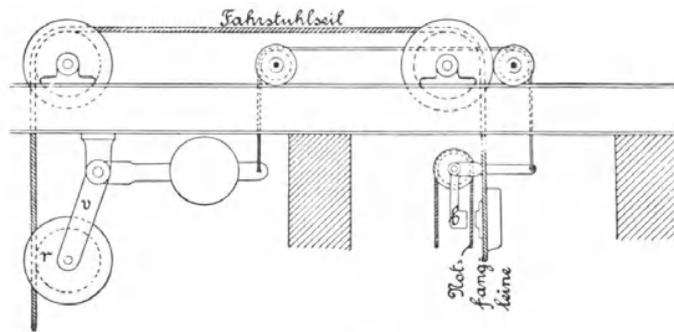


Fig. 316.

die Entlastung der Fahrstuhlfeder zum selbstthätigen Einrücken der Fänger verhindert, führen Schmidt, Kranz & Co. das Förderseil ausserhalb des Schachtes, möglichst nahe am Schachtkopf über eine bewegliche Druckrolle, die im senkrechten Winkelarm eines Fallhebels, Fig. 316, gelagert, durch den Widerlagerdruck des gespannten Seiles den Gewichtarm des Fallhebels wagrecht hält. Schlaffwerden des Seiles beim Bruch lässt den Fallhebel durch einen Schnurzug auf den Klemmhebel  $b$  einwirken. Dem Klemmhebel fällt die Aufgabe zu, die Tragstange der Fangklötze festzuhalten, und während der abgerissene Stuhl zu stürzen sucht, die Fänger selbst einzurücken. Da die Klotzstangen mit dem Fahrstuhl auf- und niedersteigen, und daher nicht unmittelbar der Einwirkung der Klemmhebel  $b$  ausgesetzt werden können, wählt man den Ausweg, sie in ein Seil einzuhängen, das hinter dem Klemmhebel durchläuft und über Leitrollen oben und unten im Schacht geführt, mit dem anderen Ende am Fahrstuhlboden befestigt wird. Im regelrechten Betrieb läuft das Seil, durch das Gewicht der anhängenden Fänger gespannt, ungehindert mit dem Fahrstuhl auf und nieder, während die Klotzstangen sich im Fahrstuhl relativ aufwärts bewegen, sobald die Klemmhebel niederfallen.

Trotz der vermehrten und sorgfältig durchdachten Schutzmittel, be-

\*) Einfacher ist derselbe Zweck durch die weiter oben besprochene Konstruktion von Luther, S. 372 mit Fig. 2, Taf. 13, erreicht.

seitigen doch auch diese Verbesserungen nicht den Missstand, dass alle Fangwerke, welche auf die Ausdehnung der entlasteten Fahrstuhlfeder zum Einrücken zurückgreifen, stets erst nach vollendetem Seilbruch zu wirken beginnen, und dass die Förderschale im allgemeinen erst abgefangen wird, nachdem sie bereits eine mehr oder minder grosse Strecke frei herabgestürzt ist. Jede zufällige Verzögerung des Fangmechanismus vergrössert die frei durchfallene Strecke und die Bewegungsenergie der stürzenden Last. Da begrenzte Reibungswiderstände des Fangwerkes den stark wechselnden Sturzkräften gegenüber nur sehr unvollkommene Sicherheit bieten, tritt das Bestreben in den Vordergrund, alle Druckfänger so auszubilden, dass sie als Klemmgesperre wirken. Hierbei steht man der anderen Gefahr gegenüber, dass sie bei verspätetem Eingriff durch ihre nahezu plötzliche Hemmung des Laststurzes ähnlich zerstörend wirken, wie irgend ein starres Hinderniss, das den Absturz begrenzt.

#### **Einrückung von Fangwerken durch Luftwiderstand.**

In Amerika sind verschiedene Konstruktionen aufgetaucht, die den Luftwiderstand bei erhöhter Senkgeschwindigkeit, also vor allem bei beginnendem Sturze, an Stelle der ausgelösten Federkraft, zum Einrücken der Fänger benutzen. Bietet dieser Weg auch den Vortheil, dass die Fänger, ganz unabhängig von der veränderlichen Arbeitsfähigkeit der Fahrstuhlfeder, bei einer bestimmten gefahrdrohenden Geschwindigkeit in Thätigkeit treten, so besteht doch auch hier der Nachtheil, dass sie eben erst nach Eintritt der Grenzgeschwindigkeit eingerückt werden, und dass der Fahrstuhl unter allen Umständen eine erhöhte Bewegungsenergie erlangt, die nachträglich zu vernichten ist. Da ich der Ansicht bin, dass demgegenüber die nachfolgenden Konstruktionen den Vorzug verdienen, verweise ich bezüglich der Fänger mit Einrückung durch Luftwiderstand nur auf den Bericht von Gutermuth in der Zeitschrift d. V. d. Ing. 1888, S. 794.\*)

#### **Fangvorrichtung mit Pendelstützen von A. Stigler in Mailand.**

D. R. P. 72 144 und 75 452.

Der Gedanke, unterhalb der Förderschale am Fahrstuhlboden eine wagerechte Welle zu lagern, die mit ihren Köpfen in schlangenförmigen Führungsnuthen gusseiserner Platten auf den inneren Stirnflächen der Leitbäume entlang gleiten und dadurch während der Fahrt in pendelnde Bewegung geräth, ist mehrfach verwerthet, um den Widerstand, den die Schwingungsdauer der Pendelmasse einer zu raschen Aufeinanderfolge der entgegengesetzten Pendelimpulse durch die Führungsnuthen entgegengesetzt, zum Einrücken einer Fangvorrichtung zu benutzen. Die älteren Einrichtungen dieser Art leiden zum Theil an dem Übelstand störend grosser Pendelmassen, die angewendet sind, um bei übermässiger Fahrgeschwindigkeit und vor allem bei Sturzbewegungen den Fahrstuhl sicher aufzuhalten, und arbeiten mit lästigem Geräusch. Ganz allgemein haftet aber den schlangenförmigen Führungsnuthen der Nachtheil an, dass für andere Normalfahrgeschwindigkeiten andere Modelle nothwendig werden, und dass die Grenzen der Justirbarkeit für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit auf die Justirung der Pendelmasse und ihres Trägheitsvermögens beschränkt bleibt.

In dieser Richtung stellt sich die von Stigler in Mailand gewählte und patentirte Ausführungsform, Fig. 317 bis 321, S. 378 und 379, welche durch zahlreiche Personenaufzüge in den ersten Hotels auch in Deutschland bekannt geworden ist, als eine sehr wesentliche Verbesserung dar.

\*) Vergl. auch das D. R. P. 41 698, Klasse 35, von A. Stigler.

Stigler bringt die Leitkurven für den Pendelausschlag in Form einzelner gusseiserner Platten  $n$ , Fig. 317, auf der inneren Stirnfläche der hölzernen Leitbäume in einer durchlaufenden Mittelnuth unter und erreicht

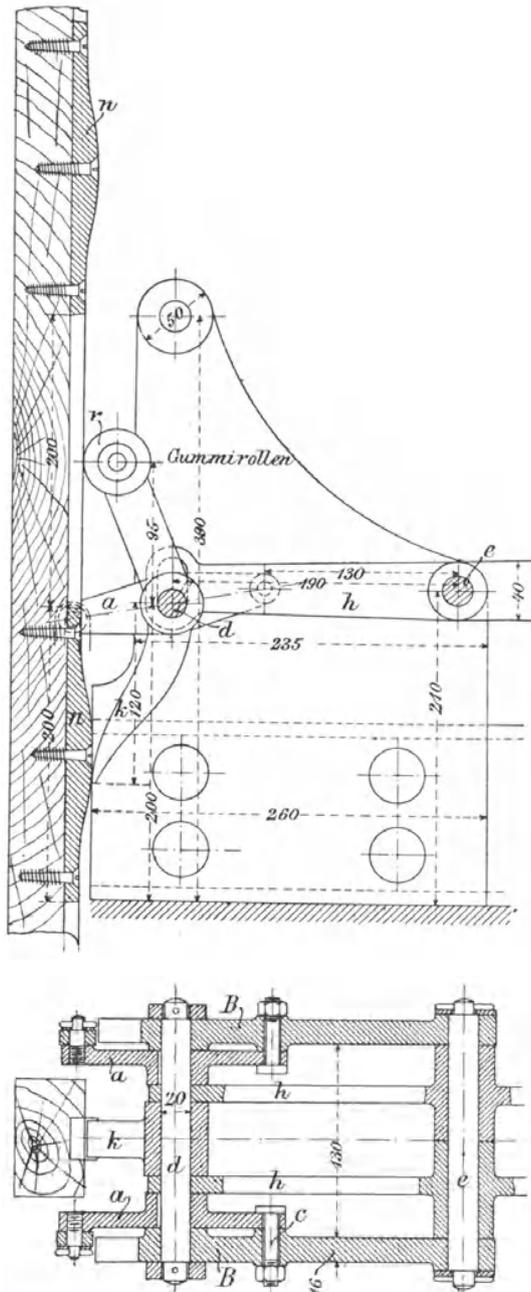


Fig. 317 u. 318.

nach oben Spielraum gewährenden Schlitzten gelagert ist. Ausser dem Pendel sitzen auf der Achse  $d$  noch die beiden doppelarmigen Hebel  $a$ , die an der aufsteigenden Bewegung theilnehmen und, durch ihre Dreh-

dadurch nicht nur eine wesentliche Materialersparniss, sondern vor allem auch freiere Justirbarkeit für die Pendelschwingungen, weil sich die einzelnen Platten leicht nach Bedürfniss beim Montiren versetzen lassen. Gegen jeden Leitbaum und die Kurvenplatten läuft ein leichtes Pendel mit Gummirollen  $r$  oder einfach abgerundetem und beledertem Kopf an, Fig. 317, das zwischen zwei Bockwangen  $B$  auf der Fahrstuhldecke gelagert, um seine Achse  $d$  schwingt, während abwechselnd die Rollen  $r$  und der Pendelschwanz  $k$ , in Verbindung mit der wellenförmigen Leitbahn, den Richtungswechsel des Ausschlages vermitteln. Jedesmal wenn die Gummirollen auf den Scheitel der gusseisernen Führungskurven auflaufen, wird der Pendelschwanz  $k$  in die freie Lücke zwischen den Gussplatten hineingedrängt, und sobald der Fahrstuhl so schnell niedergeht, dass das Gewicht des Pendelschwanzes noch nicht Zeit gefunden hat, die Rückschwingungen zu veranlassen, setzt sich der Schwanz  $k$  mit seiner unteren Kante auf den Absatz, den die nächste Gusseisenplatte bildet, und wird dadurch zuverlässig zurückgehalten, während der Fahrstuhl weitergeht. Die Pendelachse  $d$  entfernt sich hierbei von der Fahrstuhldecke und kann die

relativ aufsteigende Bewegung ausführen, weil die Achse  $d$  in den Bockwangen  $B$  in senkrechten,

bolzen *c*, Fig. 318, am hinteren Ende festgehalten, die am vorderen Ende hängende Tragstange *s*, Fig. 320, mit den daran befestigten Fangkeilen — Fig. 311, S. 373 — rasch in die Höhe ziehen.

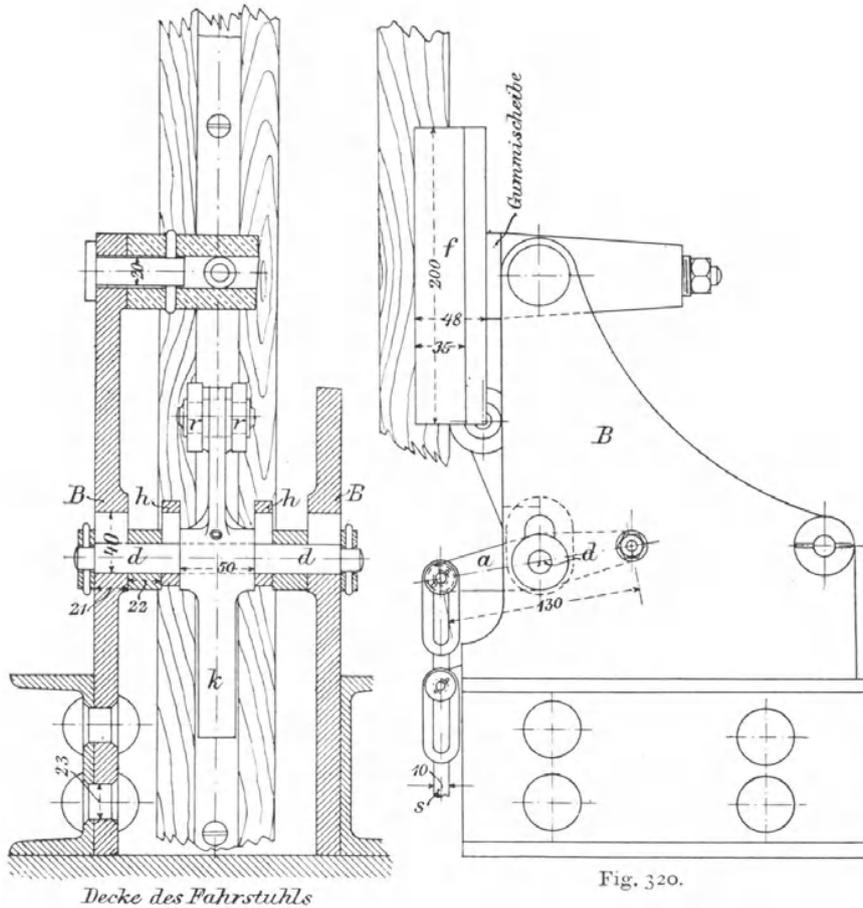


Fig. 320.

Fig. 319.

1 : 5.

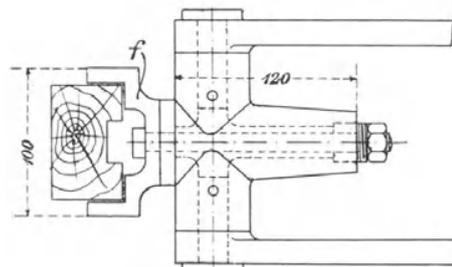


Fig. 321.

Die Fangwirkung ist eine vollkommen zuverlässige und auch bei einseitigen Aufzügen durch zahlreiche Ausführungen bewährt.\*)

In der vorliegenden Ausführung für die Personenaufzüge im Hotel Marquardt zu Stuttgart ist die Pendelfangvorrichtung noch mit den Hebeln *h*

\*) Vergleiche ferner die für einseitige Aufzüge verwendbare Fangvorrichtung von Mohr, S. 386 u. f., mit Fig. 333—336.

verbunden, welche bei der dort zweiseiligen Aufhängung des Fahrstuhles die Fangvorrichtung, wie die nachfolgend beschriebenen Konstruktionen, auch schon bei ungleicher Seildehnung in Thätigkeit setzen. Um beide Vorkehrungen unabhängig voneinander wirken zu lassen, ist die Anordnung so gewählt, dass die Kopfaugen der Hebel  $h$  die Pendelachse  $d$  umklammern und, ebenso wie die Achsenauflager in den Bockwangen länglich geschlitzt, der Achse freies Aufsteigen nach oben ermöglichen, wenn sich das Pendel ohne Seildehnung, infolge der Fahrgeschwindigkeit fängt, während andererseits auch jeder Hebelausschlag bei Seildehnungen die Fangkeile in die Höhe reisst, ohne dass der Anstoss hierzu vom Pendel ausgeht.

In dieser Doppelanordnung wird die Stigler'sche Pendelfangvorrichtung im wesentlichen nur als Sicherheit gegen zu schnelles Abwärtsfahren ausgenutzt, und zwingt den Führer, wie durch einen mehrjährigen Betrieb erwiesen ist, die Niedergangsgeschwindigkeit auf 1 m zu beschränken, weil sich der Fahrstuhl sonst fängt, während er aufwärts ungehindert 1,5 m Geschwindigkeit und mehr in der Sekunde erreicht und ohne den Sicherheitsapparat ebenso schnell abwärts fahren könnte.

Durch das ständige Pendelspiel ist die dauernde Funktionsicherheit gewahrt, weil jeder Verschleiss oder jede Vernachlässigung in der Wartung sich sofort im Aufzugbetrieb durch unzeitiges Fangen bemerkbar machen muss. Der Apparat ist durch die Lage des Pendels auf der Fahrstuhldecke leicht zugänglich.

Die Figuren 320 u. 321 stellen auch noch die beachtenswerthe Konstruktion für die Führungsschuhe  $f$  der Fahrzelle dar, die durch zwei zu einander senkrechte Drehachsen um ein Kreuzgelenk beweglich, sowie durch eine zwischen Schuh und Bolzenbüchse eingelegte Gummiplatte mit einer dahinter in die Büchse eingesetzten Spiralfeder sich allen kleinen Unregelmässigkeiten in der Führungsbahn selbstthätig anpassen und selbst bei einseitiger Belastung der Fahrzelle volles Anliegen der Schuhe an den Führungen ohne eckendes Kneifen sichern. Der Gang des Aufzuges ist mit dieser Führung auch bei schnellster Fahrt auffallend ruhig und sanft.

#### Fangvorrichtungen für mehrseilige Fahrstühle.

Bei den amerikanischen Aufzügen mit Förderseilen findet man schon seit langer Zeit zwei, vier oder mehr Seile, statt eines einzigen, deren Tragfähigkeit so gewählt wird, dass auch nach Zerstörung der halben Seilzahl die übrig bleibenden, wenigstens im neuen Zustande, rechnungsmässig noch der Last genügen. Liegt schon hierin eine wesentlich erhöhte Betriebsicherheit, so wird dadurch gleichzeitig die bereits früher kurz angedeutete Möglichkeit geboten, die Einrückhebel der Fangwerke unmittelbar als Traghebel für den Fahrstuhl in der Weise auszunutzen, dass man je zwei Seile an den Enden eines doppelarmigen Hebels befestigt und die Seile gleichmässig belastet, indem man die Hebelarmlängen gleich gross wählt und den Fahrstuhl auf der Hebeldrehachse abstützt. Die Seilspannungen halten bei gleicher Seillänge den Hebel während des regelrechten Betriebes in der wagerechten Lage, jede einseitige Seildehnung oder der vollständige Bruch des einen Seiles bringt aber die Hebel zum Ausschlagen und kann dazu benutzt werden, Fänger beliebiger Konstruktion in Thätigkeit zu setzen.\*)

Diese Fangwerke besitzen den ausserordentlich wichtigen Vorzug, dass sie unter allen Umständen eingreifen, bevor der Fahrstuhl frei zu stürzen

\*) Unabhängig von den amerikanischen Ausführungen und anscheinend auch zeitlich früher hat der verstorbene Professor Kankelwitz in Stuttgart die zweiseilige Aufhängung der Förderschale mit der Fangvorrichtung verbunden.

beginnt, weil die einzelnen Tragseile niemals vollkommen gleichzeitig zerstört werden.

Man kann mit Sicherheit darauf rechnen, dass das Fangwerk im ungünstigsten Falle nur die Bewegungsenergie des Aufzuges bei grösster Fördersenkgeschwindigkeit zu vernichten hat. Diesem rechnermässig zu ermittelnden Arbeitsvermögen steht andererseits eine ebenso bestimmte Kraftwirkung für den Gefahrfall gegenüber, das Drehmoment der Hebel bei voller Zerstörung eines Tragseiles. Die Verhältnisse liegen ferner günstiger, als für die Fangwerke mit Einrückfeder, weil sich das Drehmoment des Hebels bei seinem geringen Ausschlag während der Einrückdauer viel weniger verändert, als das Arbeitsvermögen einer Feder, das mit ihrer Ausdehnung rasch abnimmt. Man kann daher auch mit weit grösserer Sicherheit davon Abstand nehmen, die Fänger als selbstthätige Klemmgesperre auszuführen, und darf ihre Wirkung auf die kräftiger Fallbremsen beschränken, welche den Fahrstuhl ohne plötzlichen Stoss feststellen.

Wiederholte Seildehnungen im späteren Betrieb bilden die einfachste und zuverlässigste Selbstanzeige für beginnenden Seilverschleiss und mahnen den Aufzugwärter rechtzeitig zum Auswechseln der schadhaften Seile.

#### Fangvorrichtung von Unruh & Liebig.

D. R. P. 19331.

Unruh & Liebig in Leipzig-Reudnitz haben schon 1881 die in Fig. 322 dargestellte Fangvorrichtung in Deutschland eingeführt, die in einfacherer Ausführung bereits S. 362 durch Fig. 305 veranschaulicht ist. Die Konstruktion greift auf die Benutzung starrer Fangklauen, in Verbindung mit Zahnstangen an den Führungssäulen im Schacht, zurück.

Die sogenannte Sicherheitsbühne, ein schmaler, kräftig verstreber, schmiedeeiserner Rahmen, ist mit ihren oberen Ecken *a* an den beiden Förderseilen aufgehängt und in der Mitte durch den Fahrstuhl belastet, so dass beide Seile gleichmässig gespannt werden. Dehnt sich eins der beiden Seile, so zieht das andere die Sicherheitsbühne schief und drängt die untere Bühnenecke als Fangklaue in die benachbarte Zahnstange, während unter regelrechten Verhältnissen die Bühne wagerecht mit ihren seitlichen ]-Eisen, die unten zur Klauenform zurückgekröpft sind, frei an den Zahnstangen auf- und niedergleitet.

Die rechtzeitige Wirkung des Fangwerkes ist vollkommen gesichert, aber der starre Klaueneingriff beschränkt die Anwendbarkeit der Konstruktion auf mässige Fördergeschwindigkeiten, und der Vortheil, dass die Förderschale von unten abgestützt ist und somit eine ganz leichte Konstruktion des oberen Förderkorbes gestattet, wird zum Theil durch das Eigengewicht der Sicherheitsbühne aufgehoben. Die labile Gleichgewichtslage des Fahrstuhles erzeugt ferner auch erhöhte Führungswiderstände, weil der Förderkorb während des Betriebes nie frei zwischen den Führungen

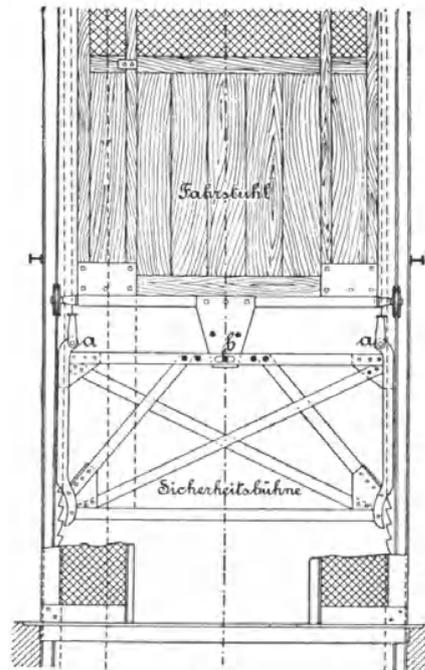


Fig. 322.

hängt, sondern sich um den tief liegenden Stützpunkt soweit neigt, wie der Führungspielraum gestattet. — Oben aufgehängte Fahrstühle laufen sanfter.

Erfolgt der Klaueneingriff während der Auffahrt, so kann sich auch hier die Klemmwirkung der eckenden Sicherheitsbühne so weit steigern, dass der ganze Aufzug stehen bleibt. Dabei werden nach Massgabe der Triebkraft der Winde die Lastseile entsprechend höher beansprucht, und eine an sich unschädliche Seildehnung, die den Fangapparat in Thätigkeit setzt, kann sich bis zum Bruch steigern, ohne freilich den bereits abgefangenen Fahrstuhl zu gefährden.

Während die Konstruktion in der S. 362 beschriebenen einfachsten Gestalt, wo die Sicherheitsbühne gleichzeitig die Lastbühne bildet, unzweifelhaft beachtenswerth bleibt, verliert sie in der vorliegenden Ausführung für grössere, geschlossene Förderkörbe an Werth, weil neuere Fangvorrichtungen den Grundgedanken in besserer Weise ausgebildet haben.

#### Fangvorrichtung von Unruh & Liebig.

D. R. P.

Die neuere Fangvorrichtung von Unruh & Liebig, Fig. 323 bis 325, besteht aus einem zweiseiligen Fangapparat mit Klemmkeilen. Die Tragseile

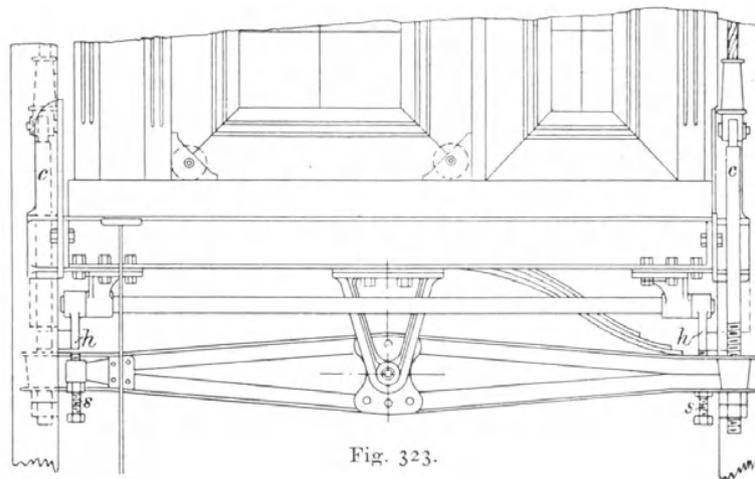


Fig. 323.

laufen geradlinig, ohne Ablenkung über die Decke der Kabine, neben den Leitbäumen im Schacht nach den oberen Leitrollen in die Höhe. Der tragende Balancier, auf dessen Drehachse sich der ganze Fahrkorb abstützt, ist im Grundriss, Fig. 324, S. 383, schräg gelagert. In der Nähe der Enden springen seitlich kurze Armansätze vor, die bis in die Mittelebene der Leitbäume reichen und die Anschlagsschrauben *s* aufnehmen. Je nach der Dehnung des einen oder des anderen Tragseiles trifft eine der beiden einstellbaren Anschlagsschrauben *s* mit dem darüber liegenden Hebel *h* zusammen und drängt ihn nach oben. Die Hebel *h* sind doppelt vorhanden, stützen mit einem hakenförmig um die Leitbäume greifenden Arm die darüber befindlichen Fangkeile ab, und schieben bei der eigenen Bewegung nach oben die Keile in die Klemmlage gegen die Leitbäume. Die Zahl der Fangkeile ist auf zwei beschränkt. Sie werden im freien Zustande durch schwalbenschwanzförmige Führungen von der Berührung mit den Leitbäumen ferngehalten und drängen beim Fangen den Fahrstuhl mit seinen gegenüberliegenden Führungswiderlagern fest gegen die hölzerne Armirung der Leitschienen. Der gleichzeitige Angriff beider Keile wird in bekannter Weise

dadurch gesichert, dass die beiden Stellhebel *h* auf einer gemeinsamen, unter dem Fahrstuhlboden gelagerten Welle befestigt sind, so dass es für

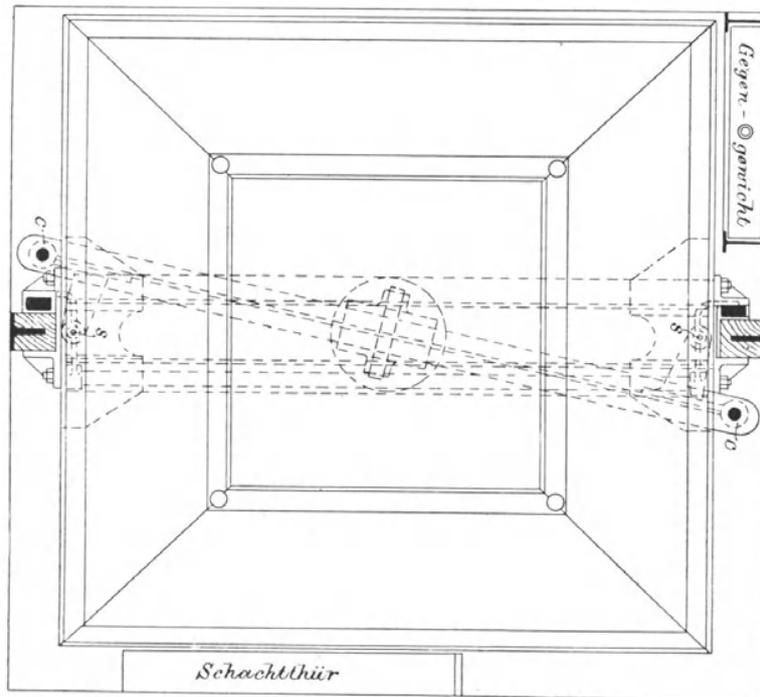


Fig. 324.

die Bethätigung des Fangapparates gleichgiltig ist, von welchem Seil und Stellhebel *h* das Einrücken ausgeht.

Die unter dem Fahrstuhlboden einseitig angebrachte Blattfeder drückt mit dem freien Ende auf den einen Arm des doppelarmigen Fahrstuhltraghebels und würde den Fangapparat selbst dann in Thätigkeit setzen, wenn der an sich schon mit nahezu vollkommener Sicherheit ausgeschlossene Fall eintreten sollte, dass beide Seile plötzlich und in demselben Augenblick reissen.

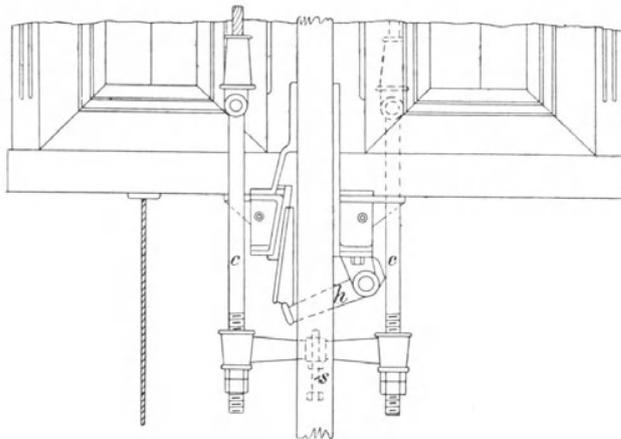


Fig. 325.

Schliesslich ist bei dieser Gelegenheit noch darauf hinzuweisen,

dass Liebig seine Fahrstühle, ähnlich wie Stigler, Fig. 321, S. 379, oben durch drehbare Schuhe führt, die sich selbstthätig bei Schiefelage der Kabine mit der vollen Gleitfläche, ohne zu kneifen, gegen die Führungsbäume anlegen.

**Fangvorrichtung von Gebr. Weismüller.**

D.R.P. 53485.

Gebrüder Weismüller in Bockenheim-Frankfurt a./M. befestigen die Enden der Förderseile am Umfange einer Rolle, Fig. 326, die zwischen den oberen Fahrstuhlbalken gelagert ist und sich beim Dehnen oder Reißen des einen Seiltrums dreht. Die Rollendrehung wird durch senkrecht herabhängende Schubstangen auf die unterhalb des Fahrstuhlbalkens gelagerten Hebel mit den Fangkeilen oder Klemmrollen übertragen.

Die Rolle hängt in einer einfachen Seilschlinge, die durch Festklemmen im Rollenumfang in zwei getrennt wirkende Seilstrecken zerlegt wird.

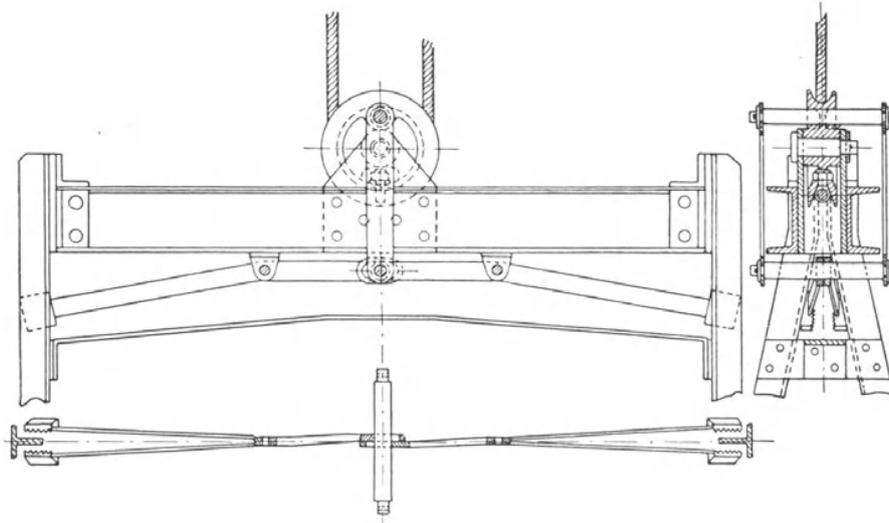


Fig. 326.

Da das Seil durch diese Befestigungsart nach wiederholten Justirungen immer wieder neue Druckstellen erhält, verdient ein gewöhnlicher, zwei-armiger Hebel mit Spannstangen für die Seilenden den Vorzug. Die Befestigung der Fangkeile an den Armen einer seitlich auseinander federnden Gabel verhindert im übrigen in einfacher Weise störendes Anstreifen der Keile im regelrechten Betrieb, erschwert aber unter Umständen das Wiederlösen der Fänger, weil man hierbei nicht die Keile getrennt zurücktreiben kann, sondern den ganzen Fahrstuhl nach oben ziehen muss.\*)

**Fangvorrichtung von C. Flohr.**

D.R.P. 45359.

In den Fig. 327 bis 332, S. 385, ist eine Fangvorrichtung von C. Flohr in Berlin für Fahrstühle mit vier Tragseilen abgebildet, die im wesentlichen mit der Anordnung von Otis für Personenaufzüge übereinstimmt.

Die vier Tragseile *a* werden in der Mitte der Fahrstuhldecke aus ihrer Förderbahn paarweise nach rechts und links abgelenkt und laufen über weitere Leitrollen an den Seitenwänden des Korbes zu je zwei nebeneinander bis zum Stuhlboden, wo sie mittelst Spannschrauben an die doppelarmigen Wagehebel *c* angeschlossen sind, auf deren Drehachsen der Fahrstuhl in seiner Mittelebene auf zwei gegenüberliegenden Seiten ruht.

\*) Vergl. Z. d. Ver. deutscher Ingenieure 1888, S. 794.

Die Hebel Drehachsen *e* sind getrennt voneinander zwischen den Flanschen der  $\Gamma$ -Eisen des Fahrstuhlbodens in gusseisernen Querstücken gelagert, die gleichzeitig die Führungsbacken *f* aus Pockholz aufnehmen und mit schwalbenschwanzförmigen Gleitbahnen für die Fangkeile *n* zu beiden Seiten der Führungsschiene ausgerüstet sind. Die Fangkeile stützen sich auf ihre Einrückhebel *l* und lassen in der Ruhelage der Führungsschiene genügenden Spielraum. Die unmittelbar darüber liegenden festen Führungsbacken umschliessen die Schiene so dicht, dass die Fangkeile während des regelrechten Betriebes nicht anstreifen können. Die Drehachsen *k* der Gabelhebel *l* sind unterhalb *e* in dem inneren gusseisernen Querstück gelagert.

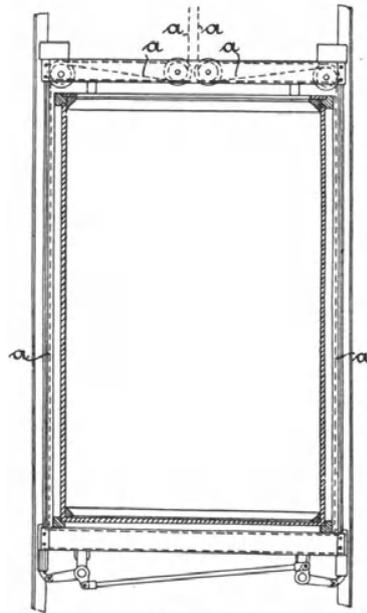


Fig. 327.

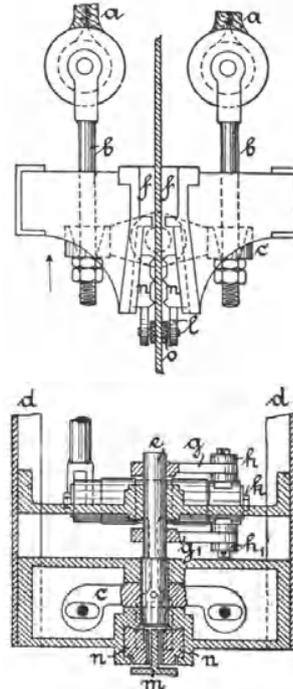


Fig. 328 u. 329.

Um die Fangkeile in ihren schrägen Schlittenbetten nach oben und damit seitlich gegen die Stuhlführungsschienen zu drängen, gleichgiltig ob

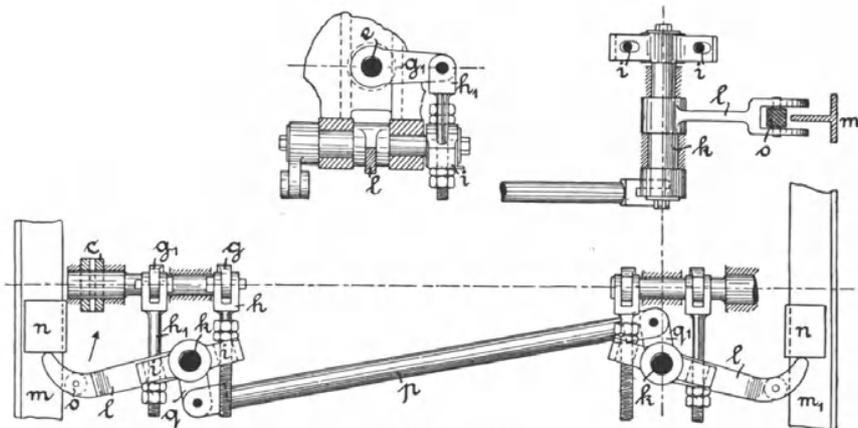


Fig. 330 bis 332.

sich das rechte oder linke Tragseil längt und der Wagehebel *c* nach rechts oder nach links ausschlägt, sind zwei Übersetzungshebel *g* und *g*<sub>1</sub> auf die Drehachse aufgesetzt und durch Hängestangen *h* *h*<sub>1</sub>, Fig. 329 und 330, mit dem doppelarmigen Hebel *i* auf der Achse *k* nur kraftschlüssig verbunden,

so dass jeder bloss bei einer Drehrichtung wirkt und bei der entgegengesetzten sich frei bewegt. Schlägt der Wagehebel im Sinne des Pfeiles, Fig. 328, aus, so senkt sich die Hängestange  $h$ , Fig. 330, mit ihrem einstellbaren, aus zwei Gegenmuttern gebildeten Bund auf den rechten Hebelarm  $i$  nieder und drängt den Gabelhebel  $l$  nach oben, der sich ungehindert von den Stützmuttern der Hängestange  $h_1$  abhebt. Im entgegengesetzten Fall übernimmt  $h_1$  die Drehung von  $l$  und zwar im gleichen Sinne wie vorher, weil der Angriff von  $h_1$  auf der anderen Seite der Drehachse liegt.

Da ferner der einseitige Kraftschluss zwischen den Hängestangen  $h$   $h_1$  und dem doppelarmigen Hebel  $i$  gestattet, diesen Hebel auch unabhängig von der augenblicklichen Lage des zugehörigen Wagehebels  $c$  zu verstellen, können die Hebelachsen  $k$  auf beiden Seiten des Fahrstuhles durch zwei kleine Kurbeln  $q$   $q_1$  mittelst einer gemeinsamen Schubstange  $p$  derart miteinander gekuppelt werden, dass die Fangkeile auf beiden Seiten gleichzeitig in Thätigkeit treten, gleichgiltig, ob der ursächliche Hebelausschlag auf der rechten oder auf der linken Fahrstuhlseite durch Dehnung oder durch Bruch irgend eines der vier Fahrstuhlseile erfolgt.

Flohr sichert den Angriff der Fangkeile durch Beisszähne auf der Schienenseite und lagert ausserdem noch im Innern der Gabel des Einrückhebels  $l$  eine kleine Greifrolle mit geschärftem Umfang, die sich beim Hebelausschlag in die hohe Kante der Führungsschienen einpresst und den Hebel zum festen Einrücken der Keile unterstützen soll. Statt dessen sind bei anderen Ausführungen die Hebelenden zugeshärft und dringen mit ihrer Schneide in hölzerne Führungsruthen ein, indem sie dabei gleichzeitig den zugehörigen Fangkeil abstützen und in die Höhe drängen. Die ganze Konstruktion vereinfacht sich, wenn nur zwei Seile statt vier vorhanden sind.\*)

#### Fangvorrichtung von Mohr & Federhaff in Mannheim.

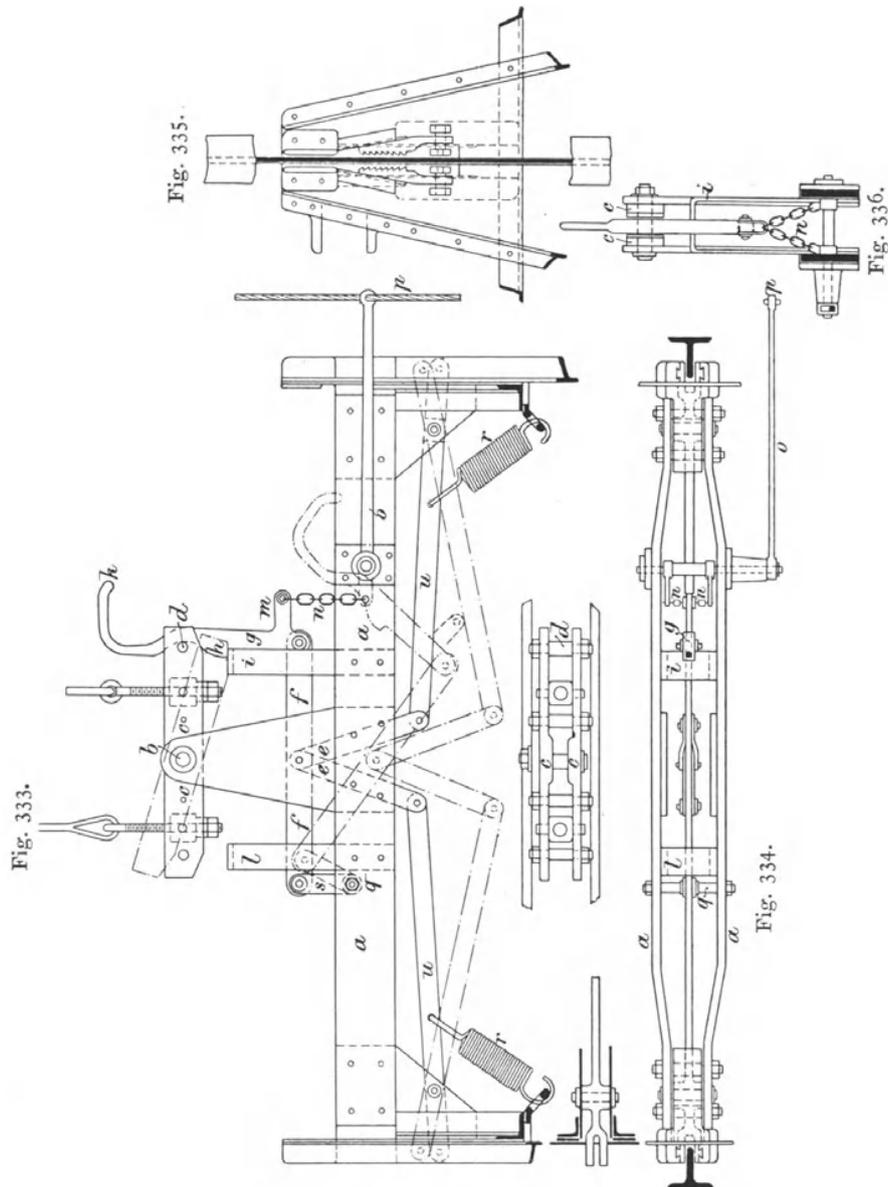
D. R. P. 104 700.

Die Fangvorrichtung von Mohr, Fig. 333—336, S. 387, unterscheidet sich von anderen zweiseitigen Konstruktionen dadurch, dass die Tragseile bei eintretender Dehnung nicht die Fänger unmittelbar in Thätigkeit setzen, sondern nur ihr Einrückhebelwerk frei geben. Dieses Hebelwerk steht unter der Einwirkung beliebig kräftiger und, unabhängig von der Fahrstuhlbelastung, gleichmässig gespannter Federn  $r$ , die nach dem selbstthätigen Auslösen ihrer Sperrung die Fangkeile sofort mit bestimmter, unveränderlicher Kraft zum Angriff bringen. Die vollkommen eigenartige Konstruktion und Ausführung gestattet einfache und leichte Überwachung der mit freiem Spiel eingebauten Fänger und bietet ausserdem noch die Möglichkeit, den Fahrstuhl aus der Fanglage ohne weiteres durch die eigene Aufzugwinde zu befreien. Hierin liegt ein wichtiger Fortschritt, weil bei den sonst allgemein benutzten zweiseitigen Fangapparaten nach Otis'schem Vorbild, der Versuch, nach dem Fangen die Förderschale an dem straff gebliebenen Seil in die Höhe zu ziehen, die Keile noch fester anzieht, und das Aufwinden nur gestattet, wenn das Fangen durch gleichzeitiges Schlaffwerden beider Seile, ohne verschiedene dauernde Dehnung, eingetreten war.

Mohr verbindet für die beabsichtigte Gesamtwirkung die beiden doppelarmigen, im Förderkorbgerüst drehbar gelagerten Traghebel  $u$  der Fangkeile durch die Lenkschienen  $e$  mit dem Mittelzapfen des einarmigen

\*) Die Fänger der Otis-Aufzüge für 160 Personen mit sechs Maschinenseilen in Weehaken bei New-York arbeiten mit dreiseitigem Angriff. Vergl. M. F. Gutermuth, Neuere amerikanische Personenaufzüge. Z. d. V. d. I. 1893, S. 1091. Siehe auch die Fangwerke der Aufzüge für die Londoner Centralbahn Engineering. März 1899. S. 306.

Hebels *f*, der sich am linken Ende durch eine kurze, senkrechte Lenkschiene *s* auf dem Zapfen *q* zwischen den oberen Fahrstuhlholmen *a* abstützt und am rechten Ende durch den Klinkhebel *gk* mittelst der Sperrnase *h* festgehalten wird, weil sich diese auf die Traversenbrücke *i* auflegt. Der kräftige, stetige Belastungszug der Spiralfedern *r* zieht im regel-



rechten Betrieb die Sperrnase fest auf die Stützbrücke nieder. Zufälliges Abgleiten kann ausserdem in den erforderlichen Schutzgrenzen durch passende Schräge der Stützbrücke und entsprechende Unterschneidung des Sperrzahnes *h* verhindert werden.

Der doppelarmige Fahrstuhltraghebel *c* ist zwischen zwei bockartigen Blechen über den Kopfholmen *a* auf dem Zapfen *b* als Wagebalken dreh-

bar eingebaut und legt sich während des regelrechten Betriebes in wagerechter Stellung mit dem Querbolzen  $d$  in den tiefsten Punkt der symmetrisch ausgekehlten Rückenfläche des Sperrhebels  $gk$ . Sobald sich aber eines der beiden Förderseile dehnt und der Wagebalken  $c$  nach der einen oder der anderen Seite ausschlägt, drängt der Bolzen  $d$  den Sperrhebel nach aussen, bis er seinen Stützpunkt verliert. In diesem Augenblick reissen die Zugfedern  $r$  das ganze Hebelwerk nach unten in die punktirte Lage und rücken die Fangkeile ein. Das Fallgewicht der Hebel unterstützt die Wirkung, weil der Fahrstuhl selbst noch durch das unversehrte straffe Seil festgehalten wird.

Je nachdem sich das rechte oder linke Drahtseil dehnt, stützt sich der Traghebel  $c$  entweder, wie punktiert gezeichnet, auf der Brücke  $i$  oder auf der symmetrisch dazu in den Querholmen eingebauten Brücke  $l$  ab. In beiden Fällen lässt sich der Förderkorb mittelst des unversehrten Seiles aufwinden, weil der Seilzug den Korb von den Klemmkeilen abhebt, ohne gleichzeitig — wie bei anderen Konstruktionen — die Keile selbst zurückzuhalten und noch schärfer in die Klemmlage hineinzupressen.

Es genügt das Nachziehen des gedehnten Seiles mittelst der Spannschrauben und das Einklinken des Sperrhebels in seine Stützlage, um den Betrieb sofort wieder mit voller Sicherheit aufzunehmen, wenn nicht vollständige Seilzerstörung das Einziehen eines neuen Tragseiles nothwendig macht. Jedenfalls ist aber zunächst die freie Entleerung des Aufzuges im nächst höheren Stockwerk sofort möglich, ohne die Insassen längere Zeit geängstigt in der zufälligen Fangstellung zwischen zwei Stockwerken gefangen zu halten, während das Aufziehen sich sonst meist nur unter langwieriger Zuhilfenahme eines Flaschenzuges bewerkstelligen lässt.

Der Klinkhebel bietet durch seinen Griff  $k$  die Möglichkeit, jederzeit die Funktionsfähigkeit des Fangapparates vor Aufnahme des Betriebes durch Auslösen von Hand zu prüfen.

Soll die Einrichtung ausserdem noch mit einem Geschwindigkeitsregulator verbunden werden, der die Fänger bei übermässiger Senkgeschwindigkeit in Thätigkeit setzt — vergl. Fig. 337, S. 389 — so wird der Klinkhebel mit einem Winkelarm  $m$  ausgeführt und durch kleine Kuppelketten  $n$  an den kurzen Doppelarm des Hebels  $o$  angeschlossen, in dessen äusseren, langen Arm das Laufseil  $p$  des Regulators eingeschlungen ist. In diesem Fall spannen sich die Ketten  $n$  und rücken den Sperrhebel  $gk$  aus, sobald die Klemmklaue des Geschwindigkeitsregulators das Seil  $p$  während der Abwärtsfahrt zurückhalten.

Beschränkt man die Einrückung der Fanghebel auf diesen Hilfsapparat, der selbstverständlich bei jeder beginnenden Sturzbewegung in Thätigkeit tritt, so gewinnt man damit eine Fangvorrichtung, die sich auch ohne weiteres mit einem einzigen Lastseil ausführen und bei jeder vorhandenen Anlage noch nachträglich ohne grosse Schwierigkeiten und umfassende Änderungen einbauen lässt.

Die Konstruktion verdient in dieser Hinsicht nicht nur für den gewöhnlichen Aufzugbetrieb, sondern auch für Förderanlagen in Bergwerken Beachtung und ist von Mohr für einseitige Aufhängung im D.R.P. 106180 noch weiter vervollkommenet.

#### Fangregulator von Otis.

Zum Selbsteinrücken kann man die Fangwerke mit einem Seil ohne Ende verbinden, das dicht an der Fahrstuhlbahn durch den ganzen Schacht über zwei Leitrollen im höchsten und tiefsten Punkt läuft und durch die obere Leitrolle gleichzeitig einen Centrifugalregulator, Fig. 337, antreibt, sobald es selbst durch den Fahrstuhlbetrieb auf- oder nieder-

gezogen wird. Das Regulatorstellzeug bethätigt zwei drehbare Klemmbacken, die durch gegenseitigen Zahnradereingriff ihrer Achsen das Seil zwischen sich festklemmen, wenn der Regulator beim Überschreiten einer bestimmten Grenzgeschwindigkeit voll ausschlägt. Die Wirkung auf die Fänger entspricht hierbei der früher beschriebenen Einrückung durch die Nothfangleine von Schmidt, Kranz & Co., S. 376, aber während dort die Nothhemmung nur als Hilfschutz bei Seilbruch dient, wirkt sie hier auch bei unversehrten Förderseilen, sobald nur die Geschwindigkeit beim Abwärtsfahren die festgesetzten Grenzen überschreitet. Von der Energie der Regulatorwirkung und von der Art der Fänger hängt es ab, ob sich die Bremskraft bis zur vollständigen Klemmung steigert. Die Fangwerke sind fast ausnahmslos so gebaut, dass sie der Regulator in die volle Klemmlage zieht.

#### Fallbremsen.

Die Benutzung der Becker'schen Schleuderbremse als Fallbremse für Aufzüge und ihre werthvollen Eigenschaften für diesen Zweck sind früher S. 270 besprochen. Auch die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft hat dieselben als Fallbremsen verwendet, beschränkt aber ihre Arbeitsleistung auf das Einrücken von Brems- oder Fangkeilen, um mit möglichst kleinen und leichten Konstruktionen auszukommen, statt die Bremse, wie Becker, mit dem ganzen Fahrstuhlgewicht zu belasten.\*) In beiden Fällen sind Zahnstangen an den Führungsäulen durch die ganze Schachthöhe zum Betrieb der Sicherheitsapparate unentbehrlich, und man zieht daher Förderseile mit Wagehebel zum Einrücken von Fangwerken vor, die, wie vorstehend beschrieben, in Thätigkeit treten, sobald der Gleichgewichtszustand durch einseitige Seildehnung gestört wird. Die Konstruktionen lassen sich ausserdem mit einfachen Schutzvorkehrungen gegen übermässige Fahrgeschwindigkeit ausrüsten, wenn man die Fänger, ähnlich wie bei früher besprochenen Ausführungen von Luther, S. 372, Schmidt, S. 375, Stigler, S. 377, oder von Mohr, S. 386, so einrichtet, dass sie auch unabhängig von der Einwirkung des Bruchs oder der Dehnung eines Seils jederzeit von Hand oder mittelst eines Regulators durch äussere Kraft eingerückt werden können.

Zu den Fallbremsen kann man auch die in Amerika von der Ellithorpe Air-Brake Co. eingeführten Luftkammern rechnen, die durch eine ausgemauerte Verlängerung des Förderschachtes unter der tiefsten Fördersohle gebildet werden und beim Abstürzen des Fahrstuhles die Sturzwucht durch die Pufferwirkung ihres Luftinhaltes gefahrlos abschwächen sollen. Gutermuth berichtet, dass zahlreiche Versuche die Zuverlässigkeit solcher Anlagen

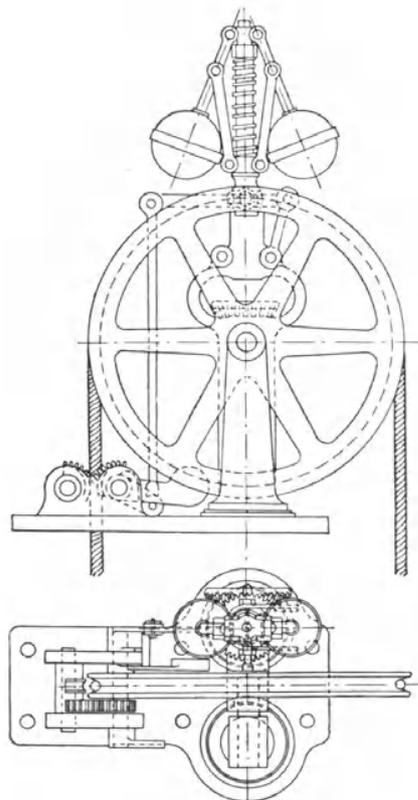


Fig. 337.

\*) Z. d. V. deutsch. Ing. 1889, S. 631, und Patentschrift D.R.P. 50052.

erwiesen haben.\*) Der ganze Gedanke erscheint aber, im Hinblick auf die sonst benutzbaren Schutzmittel, als eine Lösung der Aufgabe, die sich in Deutschland kaum einbürgern wird und durch Abteufen und Ausmauern der Schachtverlängerung auch schwerlich den Vorzug der Billigkeit hat.

Nach einer weiteren Mittheilung wird der untere Theil des Fahrschachtes bis zu etwa  $\frac{1}{6}$  Höhe der ganzen Förderbahn, also bei 20 Stockwerken der Schachtraum innerhalb der untersten drei Stockwerke als Luftpuffer benutzt. Innerhalb dieses Bereiches werden auch die Schachtzugänge durch luftdicht schliessende eiserne Thüren abgesperrt, die hinreichend widerstandsfähig für den Pressdruck der Luft beim Stürzen des Fahrstuhls auszuführen sind. In welcher Art die luftdichte Führung der Fahrzelle im Schacht vermittelt wird, ist in den Quellen nicht angegeben, und nur erwähnt, dass im regelrechten Betrieb beim Aufsteigen des Fahrstuhles die Luft von aussen durch ein Saugventil im Boden des Schachtes nachströmt, und dass ein Sicherheitsventil das Anwachsen des Druckes beim Fallen über die erforderliche Traggrenze verhindert.\*\*)

#### ε. Fahrstuhlstützen.

Für Warenaufzüge besteht meist das Verbot, sie gleichzeitig zum Aufahren von Personen zu benutzen, und man begnügt sich daher vielfach bei solchen Anlagen mit möglichst billigen, wenn auch weniger zuverlässigen Fangapparaten. Demgegenüber ist darauf hinzuweisen, dass die Förderschalen wenigstens beim Beladen und Entladen von den Arbeitern betreten werden müssen, und dass die häufig rohe Art des Beladens die Gefahr plötzlicher Brüche für schon geschwächte Förderseile oder Ketten bedenklich steigert. Durch Aufwerfen schwerer Säcke, durch Umkanten von Kisten u. s. f., treten dynamische Wirkungen auf, welche die statischen der ruhenden Last sehr erheblich überschreiten. Aber auch abgesehen von der Gefahr, dass sich die zufälligen Kräfte bis zur Bruchanstrengung steigern, wirkt der Umstand sehr störend, dass der Fahrstuhl selbst während des Beladens durch die in Rede stehenden Ursachen zu sinken pflegt, sei es, dass die Bremse, welche den Stuhl frei schwebend hält, unter der augenblicklichen Überlastung vorübergehend nachgiebt, sei es, dass, wie bei hydraulischen Anlagen, der plötzliche Laststoss den Steuerschieber des Arbeitscyinders abdrückt oder Sicherheitsventile öffnet und dadurch Wasser entweichen lässt. Hierzu kommt, dass die Last an sich schon die Tragfeder des Fahrstuhles ausdehnt und bei Förderseilen auch die von der Last abhängige Seildehnung die Stellung der Förderschale beeinflusst.

Aus allen diesen Gründen findet man bisweilen feste Fahrstuhlstützen für das Beladen und Entladen der Förderschalen benutzt, deren verhältnissmässig seltene Anwendung sich andererseits aus dem Umstand erklärt, dass sie den Betrieb umständlicher gestalten und bei Verwendung von Seilen oder gewöhnlichen Ketten aus den nachstehend angegebenen Gründen lästige und bedenkliche Betriebsstörungen hervorrufen können.

#### Fahrstuhlstützen von Rudolf Dinglinger in Cöthen.

Figur 4 bis 6, Taf. 15, stellen die von Dinglinger für Speicheraufzüge der Gebr. Dippe in Quedlinburg ausgeführten Fahrstuhlstützen dar. Die Förderschalen hängen an Gall'schen Ketten. In jedem Stockwerke sind in einer Mittelebene der Fahrstuhlbahn am Rahmenwerk des Schachtes zwei wagerecht verschiebbare Stützriegel einander gegenüberliegend in guss-eisernen Führunggehäusen angebracht, die durch Kupplung der Drehwellen

\*) Z. d. V. deutsch. Ing. 1888, S. 797.

\*\*) Iron Age, August 1898. Elevator Air Cushions in a High Office Building.

ihrer Schubhebel beim Ziehen an der Griffstange gemeinsam in die Fahrstuhlbahn vordrängt werden.

Um den Fahrstuhl abzustützen, lässt man ihn auf die vorgeschobenen Riegel niedersinken und hindert diese durch die Belastung am selbstthätigen Zurückweichen, während die Fahrbahn andererseits durch den Gewichtarm der Riegelhebel sofort frei wird, wenn man den Fahrstuhl anhebt. Da beim Niedersenken der Förderschale auf die Stützriegel die Förderkette schlaff wird, bleiben die Riegel auch beim Entlasten des Fahrstuhles genügend belastet, um nicht durch selbstthätiges Lüften des Aufzuges bei der Tragfederausdehnung vorzeitig zurückzuweichen. Die Entspannung der Förderkette nach jedem Hub bietet für Fahrstuhlwinden mit Keilrädernantrieb den Vortheil, dass beim Wiederanlassen des Aufzuges das Windenwerk leer anläuft, und die Nutzlast erst nachträglich als Widerstand auftritt, also die Keilräder geschont werden. Der Umstand, dass auch zum Senken des Fahrstuhles aus der Ruhelage der Aufzug zunächst aufwärts gesteuert werden muss, ist allerdings eine lästige Zugabe. Verwendet man, statt kalibrirter oder Gall'scher Ketten, Seile, so besteht bei unvorsichtigem Steuern die Gefahr, dass die schlaffen Seile sich beim Wiederanziehen falsch aufwickeln. Die ganze Konstruktion tritt deshalb für gewöhnliche Aufzüge in Widerspruch mit den neuerdings meist geforderten Schutzvorkehrungen gegen Hängeseil. \*)

Um die kostspielige Wiederholung des Riegelwerkes für jedes einzelne Stockwerk zu vermeiden, suchen andere Konstrukteure die Aufgabe dadurch zu lösen, dass sie die Führungsschienen als Stützen benutzen und den Fahrstuhl durch eine eingebaute Bremse mit Kniehebel- oder Schraubenspindelspannwerk an den Schienen in der Ruhelage festklemmen. Bei den hierzu erforderlichen grossen Druckkräften muss jedenfalls durch symmetrische Anordnung aller Theile für vollkommene Entlastung der beanspruchten Schienen und Korbkonstruktionstheile in der Weise gesorgt werden, dass sich die auftretenden Kräfte innerhalb der Konstruktion möglichst gegenseitig aufheben. Andererseits sind die Spannhebel selbst mit ausreichender, federnder Durchbiegung zu entwerfen, um die Klemmbremse allmählich zu lüften, da sonst sowohl der vollbeladene, wie der ganz entleerte Fahrstuhl beim Lösen der Klemmstützen aus der Ruhelage plötzlich um den Betrag der Aufhängefederung nach unten oder nach oben schnell. \*\*)

#### ζ. Schutzvorkehrungen gegen Hängeseil.

Fängt sich eine Förderschale während der Niederfahrt, so gerathen die schlaffen Tragschleife beim Weiterlaufen der Betriebsmaschine in Unordnung und können unter Umständen sogar Maschinenbrüche herbeiführen, wenn sie zwischen freiliegendes Räderwerk gerathen. Häufig treten aber wenigstens Seilbeschädigungen ein, und unter allen Umständen ist das richtige Wiederaufwickeln und Spannen der Seile eine zeitraubende und mühsame Arbeit, weil man die Windentrommel zum richtigen Einlagern der ab-

\*) Günstiger liegen die Verhältnisse bei Bergwerksförderanlagen, wo die Stützen vielfach Anwendung finden, weil hier das Eigengewicht der vom Schacht nach dem Maschinenhaus laufenden Seile auch beim Niedersenken der Förderschale auf die Stützen eine ausreichende Spannung liefert, um zu verhindern, dass die Seile ihre Führungsnuthen auf der Windentrommel verlassen.

\*\*) Siehe im übrigen als weitere Ausführungsentwürfe: D.R.P. 70247 von A. Kühnscherf in Dresden „Stützriegel für Fahrstühle, in Verbindung mit einer Verriegelungsvorrichtung für die Steuerung“; D.R.P. 82768 der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Bechem & Kectman „Aufsetzvorrichtung für Fahrstühle“; D.R.P. 85063 von Wanka in Pilsen „Aufsetzvorrichtung für Förderschalen“; D.R.P. 93241 von Kaewel in Metz „Selbstthätige Feststellvorrichtung für Fahrstühle an der Entladestelle“. Die angeführten Patentschriften gehören sämmtlich zur Klasse 35.

gewickelten Seilstrecken nur sehr vorsichtig umlaufen lassen darf und sie bei elektrischem Betrieb deshalb von Hand zurückdrehen muss. Trotzdem bei ordnungsmässiger Beaufsichtigung der Anlagen Seilbrüche und dadurch veranlasstes Eingreifen der Fangapparate in der Praxis selten eintreten, kommt doch das Fangen der Fahrzellen mit freier Seilabwicklung dadurch ziemlich häufig zu stande, dass unbesonnene Führer beim Überfahren eines Stockwerkes, wo gehalten werden sollte, plötzlich umsteuern, um den Fehler wieder gut zu machen. Bei diesem hastigen Umsteuern werden die Tragseile der Fahrzelle schlaff, weil der Förderkorb durch seine Bewegungsenergie der Umsteuerung der Betriebsmaschine nicht sofort gehorcht, und mit dem Schlaffwerden und Schlingern der Seile tritt die Fangvorrichtung in Thätigkeit, während der Führer in der Bestürzung über den unerwarteten Vorgang meist verabsäumt, die Steuerung zum Abstellen des Motors sofort in die Mittellage überzuführen. Zum Schutz gegen die Folgen derartiger Vorgänge pflegt man in der Regel einen belasteten Kipphebel im Windengestell mit Laufrollen durch die regelrecht gespannten Förderseile abzustützen und dessen Fallbewegung beim Schlaffwerden der Seile zum Einrücken einer Kupplung zu benutzen, welche den Selbststellapparat für die Fahrgrenzen sofort einschaltet und durch diesen den Motor anhält. Ein Beispiel für derartige Ausführungen liefert u. a. die Aufzugwinde von Unruh & Liebig, Fig. 4 und 5, Taf. 19. Für elektrisch betriebene Winden kann man die Bewegung der Kipphebel auch zum Öffnen eines Stromauschalters benutzen. Der Motor ist dann noch mit einer magnetischen Bremse auszurüsten, die gleichzeitig mit dem Abschneiden des Stromes einfällt. Vergl. Bd. 2, S. 214 u. f. mit Fig. 178 bis 185.

Elektrische Absteller sollten dabei stets so eingerichtet sein, dass die Stromunterbrechung das selbstthätige Vorschalten der Anlasswiderstände vermittelt, um den Motor später wieder ungefährdet in Betrieb setzen zu können, weil sonst vor der Wiederaufnahme des Betriebes der Anlasswiderstand vor den ruhenden Anker von Hand vorgeschaltet werden muss und dies leicht übersehen wird.

#### 7. Steuergestänge und Fahrschachtverschlüsse.

Obwohl die Steuerung eines Aufzuges und der Fahrschachtverschluss an sich getrennte Aufgaben bilden, sind doch beide im unmittelbaren Anschluss aneinander zu behandeln, weil die hierzu gehörigen Einrichtungen nicht selten miteinander gekuppelt werden, um die Sicherheit des Fahrstuhlbetriebes zu erhöhen.

##### Steuergestänge.

Die äussere Steuerung der Aufzugwinden bleibt im allgemeinen unbeeinflusst von der Art des Triebwerkes. Den entgegengesetzten Fahrrichtungen der Förderschalen entsprechen auch entgegengesetzte Verstellungen der Steuermechanismen aus der Ruhelage, sei es, dass es sich darum handelt, einen Elektromotor umzusteuern oder ein Riemenwendegetriebe durch Verschieben der Riemengabel auf Vor- oder Rücklauf einzustellen oder den Steuerschieber einer hydraulischen Winde nach der einen Seite zu bewegen, um den Einströmkanal zu öffnen, und nach der anderen, um das Druckwasser aus dem Arbeitsscyliner in den Ablaufkanal zu leiten u. s. f. Es handelt sich stets um eine verhältnissmässig beschränkte Verschiebung nach entgegengesetzten Richtungen aus der Ruhelage, die man dem Steuerorgan entweder unmittelbar oder durch Hebel mit irgend welchen Übersetzungsmitteln ertheilt.

In der Regel verlangt man, dass der Aufzug von jedem Stockwerk seiner Förderbahn gesteuert werden kann. Zu diesem Zweck pflegt man

— abgesehen von den im 2. Bande beschriebenen elektrischen Steuerungen — das Steuerorgan mit einem endlosen Seil zu verbinden, das oben und unten im Schacht über Leitrollen geführt wird. Wählt man die Leitrollen so, dass das eine Seiltrum im Schacht, das andere ausserhalb durch alle Stockwerke läuft, so lässt sich der Betrieb nach Belieben vom Fahrstuhl oder von aussen handhaben. Statt der Steuerseile, die wegen ihrer Dehnbarkeit stets selbstthätige oder von Hand nachstellbare Spannvorrichtungen verlangen, werden vielfach auch feste Gestänge aus Gasrohr oder möglichst dünnwandigen Mannesmannrohren verwendet. Einfache Gestänge dieser Art hängt man oben im Schachtkopf mittelst eines Drahtseiles über einer Rolle auf, das am anderen mit einem Gegengewicht belastet, das Gestänge leicht heben und senken lässt und in jeder Lage frei schwebend hält, während einige Hülsen dem Gasrohr im Schacht die erforderliche Führung bieten. Bisweilen werden die Gestänge nach Art der Steuerseile auch doppeltrümig ausgeführt, indem man zwei Gasrohre an einem oberhalb des Schachtkopfes gelagerten, doppelarmigen Hebel aufhängt und das eine innerhalb, das andere ausserhalb des Schachtes bis zum tiefsten Punkt nach einem zweiten entsprechenden Hebel auf der Schachtsohle hinabführt. Statt der Hebel kann man auch hier eine oder zwei Leitrollen anwenden und die Gestänge mit einer zwischengeschalteten Seilstrecke einfach darüber hängen. Für die Ausführung sehr langer mechanischer Steuerzüge vergleiche Band II, S. 544 u. f.

#### **Steuerhebel und Steuerkurbeln in der Fahrzelle.**

Die unmittelbare Bewegung mechanischer Steuerzüge von der Fahrzelle aus verlangt, wegen der Grösse des Steuerhubes, meist wiederholtes, absatzweises Ziehen am Seil oder Gestänge, weil sich der Aufzug in der Regel schon in Bewegung setzt, bevor die Steuerung ganz in ihre Endstellung übergeführt ist. Für hydraulische Aufzüge mit einfachen Steuerapparaten erwächst hieraus kein Nachtheil, weil die Steuerorgane während der ganzen Fahrt ohne jede Gefahr auch in jeder beliebigen Zwischenlage stehen bleiben dürfen, und die Einströmkanäle sogar nur bei voller Belastung ganz geöffnet werden. Läuft der Aufzug langsam an, so hat der Führer keine Schwierigkeit, das Steuerseil weiter zu ziehen, und geht die Fahrzelle schnell in die Höhe, so liegt keine Veranlassung vor, die Geschwindigkeit erheblich zu steigern. Der Anlauf selbst regelt also in gewisser Weise die Bedienung der Steuerung und schützt gegen zu rasche Handhabung. Auch das Anhalten vollzieht sich einfach und sicher, weil der Führer nur das Steuerseil wieder zu fassen und festzuhalten braucht, um den Abstellschieber durch den Fahrstuhl selbst in die mittlere Stellung für die Ruhelage zurückzuschleppen.

Für Aufzüge mit Riemenbetrieb genügt das einfache Verfahren ebenfalls, weil diese überhaupt nur für mässige Fahrgeschwindigkeiten gebaut werden, und der Fahrstuhl erst zu laufen beginnt, nachdem die Riemen bereits eine grössere Strecke verschoben sind, so dass es keiner besonderen Übung bedarf, die volle Überführung bis in die Grenzlage während der beginnenden Eigenbewegung des Förderkorbes zu bewirken.

Anders liegen die Verhältnisse bei hydraulischen Aufzügen mit Vorsteuerung, die eine sorgfältigere Einstellung verlangen, und besonders im elektrischen Betrieb, der inbezug auf das richtige Ein- und Ausschalten der Anlass- und Regulirwiderstände sehr empfindlich ist.

In diesen Fällen muss der Führer den Ausschlag, den er der Steuerung erteilt, unbeeinflusst von der Eigenbewegung des Aufzuges, mit dem er in die Höhe fährt, genau beobachten und beurtheilen können. Dies ist am einfachsten durch einen in der Fahrzelle selbst untergebrachten Steuer-

hebel oder eine Steuerkurbel zu erreichen, deren Drehung den Steuerzug mittelbar in Thätigkeit setzt und das Steuern auch während der vollen Fahrt gestattet. Dabei muss andererseits die Bedingung erfüllt werden, dass die Steuerleitung zwischen Kabine und Betriebsmaschine nicht durch die eigene Bewegung der Fahrzelle irgendwie beeinflusst wird.

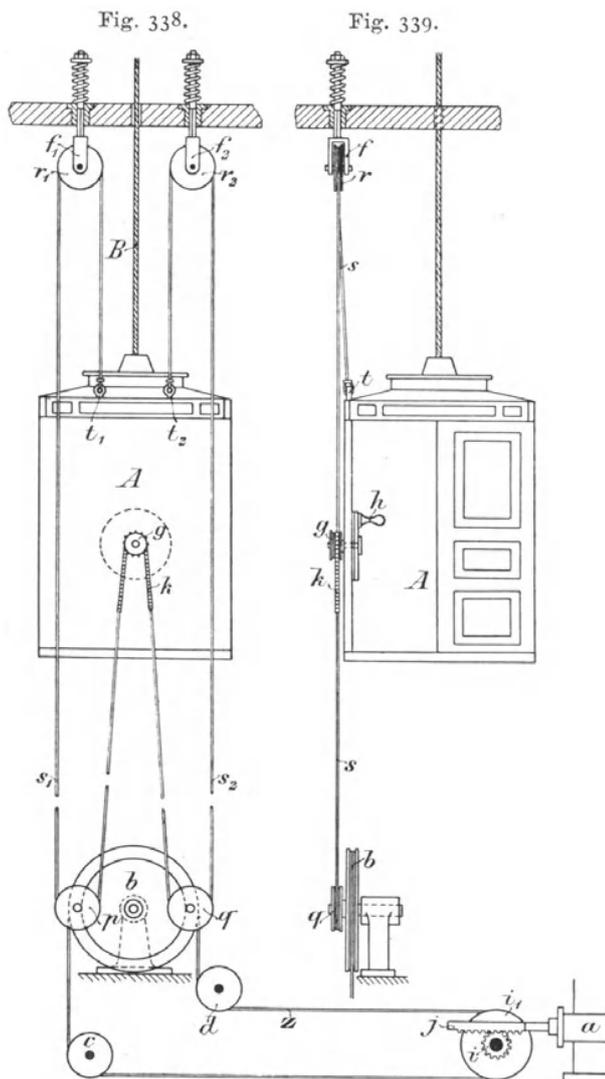
Für die Steuerhebel hydraulischer Aufzuganlagen liefert die weiter unten beschriebene Fahrstuhlstoppvorrichtung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft, Fig. 350 bis 353, S. 404, ein Beispiel. Für elektrische Aufzüge ist Otis zur Kurbel übergegangen, die im Vergleich zum einfachen Steuerhändel den Vortheil grösserer Dreh- oder Ausschlagwinkel bietet und daher die äussere Übersetzung für den zu vermittelnden grossen Steuerhub vereinfacht.

#### Kurbelsteuerung in der Fahrzelle mit Seilzug von Otis.

Die Anwendung der Kurbelsteuerung an Stelle eines Steuerhändels in der Fahrzelle, gewährt den in vielen Fällen sehr wesentlichen Vortheil,

dass man bei gleicher Übersichtlichkeit über die Weite des Steuerausschlages bequem grosse Drehwinkel bis  $180^{\circ}$ , und wenn nöthig, noch darüber hinaus nach jeder Richtung aus der Mittel-lage anwenden kann.

Hierzu geben, wie schon kurz angedeutet ist, vor allem die elektrisch betriebenen Aufzüge Veranlassung, die einmal sehr reichlichen toten Gang in der Steuerwirkung auf den Wendeanlasser fordern und ausserdem auch ein weites Einstellfeld für die einzelnen Schaltstufen wünschenswerth erscheinen lassen, um zu raschem Abschalten der einzelnen Stufen beim Anfahren entgegenzuwirken. Die Ausführung der Amerikanischen Aufzugsgesellschaft für diesen Zweck, Fig. 338 und 339, zeichnet sich durch Einfachheit aus und beachtet auch mehr, als ältere Steuerungen von Otis, die wichtige Forderung, dass bei möglichster Beschränkung der Leitrollenzahl im ständig laufenden Seilwerk entgegengesetzte Biegungen vermieden wer-



den, unter denen sonst das Steuerseil bei den kleinen Rollendurchmessern schnell zu Grunde geht. Die Kurbel  $h$  wirkt durch das aussen auf ihrer Achse sitzende Daumenrad  $g$  unmittelbar auf die kalibrierte Gall'sche Kette  $k$  und die angeschlossenen Steuerseile  $s_1$  und  $s_2$  ein. Diese sind unten über die Leitrollen  $p$  und  $q$  und von dort über die in Federgehängen  $f_1$  und  $f_2$  im Schachtkopf aufgehängten Rollen  $r_1$  und  $r_2$  zu den Befestigungsösen  $t_1$  und  $t_2$  auf der Fahrstuhldecke geführt, so dass die Seile dem Aufzug bei der Auf- und Niederfahrt folgen und jede Veränderung der Kurbelstellung zulassen, ohne selbst auf eine Drehung derselben hinzuwirken. Durch Verstellen der Kurbel wird, je nach der Drehrichtung, die Seilschlinge der Leitrolle  $q$  verlängert und die der Rolle  $p$  um den gleichen Betrag verkürzt oder umgekehrt, d. h. im einen Fall  $p$  gehoben,  $q$  gesenkt, im anderen  $p$  gesenkt und  $q$  gehoben, und damit die Scheibe  $b$ , welche in ihrer Stirnfläche die Zapfen der Rollen  $p$  und  $q$  trägt, nach rechts oder nach links gedreht. Diese Drehung lässt sich dann weiter mittelst Seil oder Gelenkkette unmittelbar oder über Leitrollen auf die eigentliche Steuer-scheibe  $i_1$  übertragen. Im vorliegenden Fall ist ein hydraulischer Steuerapparat  $a$  in der Figur angedeutet, der von der Scheibe  $i_1$  durch ein kleines Stirnrad  $i$  und die Steuerkolbenzahnstange  $j$  bethätigt wird. Für Elektromotoren tritt an Stelle der Zahnstange ein Übersetzungstirnrad auf der Achse des Wendeanlassers. Je nach den örtlichen Verhältnissen kann diese Räderübersetzung unter Wegfall des Transmissionseiles  $z$  bereits von der Achse der Scheibe  $b$  abgezweigt und letztere dann auch durch einen gewöhnlichen doppelarmigen Hebel ersetzt werden, der an seinen Enden die Rollen  $p$  und  $q$  aufnimmt; auch kann man die Anordnung dahin abändern, dass man die losen Rollen  $p$  und  $q$ , statt in einer Kreisbahn, einfach senkrecht auf- und absteigen lässt.

Ferner lässt sich die Übersetzung der Steuerung erforderlichen Falls dadurch verdoppeln, dass man die Seilenden  $t_1$  und  $t_2$  nicht unmittelbar an der Fahrzelle befestigt, sondern durch eine zweite Gelenkkettenstrecke in Schlingenform zusammenschliesst und diese um die untere Hälfte einer zweiten Daumenrolle führt, die durch Eingriff eines kleinen Stirnräderpaares von der Steuerkurbel mitgenommen wird, sich aber dabei umgekehrt wie die Kurbel und das erste Daumenrad dreht, so dass beide Daumenräder gleichzeitig auf der einen Seite Steuerseil auf- und auf der anderen abhaspeln.

#### **Kurbelsteuerung mit festem Gestänge für Aufzüge von A. Stigler.**

Die im Laufe der Zeit und vorzüglich während der ersten Betriebsdauer unvermeidlichen Dehnungen in langen Seilzügen verlangen meist wiederholtes Nachspannen und Einreguliren, um die erforderliche Übereinstimmung zwischen der Kurbelstellung auf der Steuerskala in der Fahrzelle und dem Steuerwerk der Aufzugmaschine aufrecht zu erhalten. Dieser Misstand kann durch Anwendung fester Gestänge ganz beseitigt werden, oder wird wenigstens wesentlich gemildert, wenn mit dem festen Gestänge nur noch kurze Seil- oder Kettenläufe zum Übertragen der Steuerbewegung auf die Maschine in Thätigkeit treten. In Fig. 340, S. 396, ist eine solche Ausführung von Stigler mit einem Rohrgestänge dargestellt, das oben im Schachtkopf an einem Drahtseil hängt und der ganzen Länge nach mit einer aufgeschraubten Nuthfeder versehen ist, um die Drehung der Steuerkurbel im Innern durch das Kegelrad  $1$  und das an der Fahrzelle als Schlepprad gelagerte Kegelrad  $2$  aufzunehmen und unten im Maschinenraum durch eine Seil- oder Kettenrolle oder durch Zahnradwerk mit Wellen auf den eigentlichen Steuerapparat zu übertragen. Das Rohr ist oben und unten durch übergeschobene Büchsen in festen Halslagern centrirt, aber so dünn-

wandig, dass es den geringen Schwankungen der Fahrzelle zwischen den Führungen ohne störenden Widerstand elastisch nachgiebt. Um bei der geringen Wandstärke die versenkten Befestigungsschrauben der Nuthfeder zu sichern, sind die Schraubenlöcher durch beide Wandungen gebohrt und gestatten, die nur in die einfache Wandstärke eingreifenden Schrauben von der entgegengesetzten Seite mit einem kleinen Stempel innen schwach zu vernieten. Die Feder-  
auflagefläche ist cylindrisch hohl gefräst.

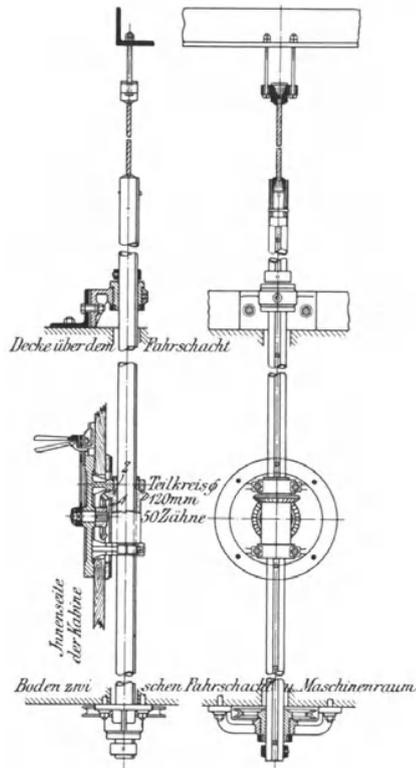


Fig. 340. 1 : 20.

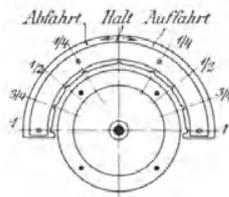


Fig. 341.

Die Aufhängung am Drahtseil gewährt dem Rohr genügende Drehbarkeit unter möglichst geringem Widerstand und hält Knickdeformationen vollständig fern, die angesichts der geringen Wandstärke und grossen Länge bei einer Abstützung durch Spurzapfen leicht eintreten würden. Ein mit geringem Abstand über dem oberen Lager aufgesetzter Stellring fängt bei etwaigem Seilbruch das Rohr ab und sichert die Fortdauer des Betriebes bis zur Ergänzung des Seiles, wenn auch mit etwas vermehrter Reibung. Der Stellring am unteren Ende verhindert das Hochheben des Rohres bei zufälligen Klemmreibungen in den Kabinenhalblagern. Die ganze Anordnung lässt sich bequem und rasch montieren, weil sich das Rohr selbstthätig durch seine Aufhängung genau lothrecht einstellt.

In Fig. 341 ist die zur Kurbel gehörige Skala mit den Marken für Auf- und Niederfahrt und den verschiedenen Rasten für die vorgesehenen Hauptstellungen gezeichnet, die im vorliegenden Fall verschiedenen Schaltstufen für einen elektrischen Aufzug mit regelbarer Geschwindigkeit entsprechen.

### Selbstthätige Hubbegrenzungen.

Selbstthätige Hubbegrenzungen ordnet man ganz allgemein für die höchste Fahrstuhlstellung an, um zu verhindern, dass der Stuhl bei unachtsamer Bedienung die obere Grenze überschreitet und das im Schachtkopf liegende Triebwerk zerstört oder selbst, infolge des Anpralls, frei in die Tiefe zurückstürzt. Bei mittleren und grossen Senkgeschwindigkeiten muss auch in der tiefsten Stellung das Triebwerk rechtzeitig selbstthätig in die Ruhelage gebracht werden, damit der Stuhl unter allen Umständen sanft anhält. Ausserdem kommt in Betracht, dass selbst bei kleinen Senkgeschwindigkeiten, die den Fahrstuhl nicht gefährden, wenn er ungehemmt bis auf die Fördersohle niedersinkt, das Weiterlaufen des Triebwerks leicht durch vollständiges Abwickeln des Förderseiles von der Windentrommel Störungen herbeiführen kann oder den Schlappseilapparat einrückt.

Ordnet man das Steuergestänge derart an, dass zur Auffahrt das im Schacht am Fahrstuhl vorbeilaufende Trum aus der Ruhelage abwärts gezogen werden muss und für die Niederfahrt aufwärts, so braucht man am Fahrstuhl nur einen Mitnehmer und am Steuertrum oben und unten zwei Knaggen in der Mitnehmerbahn anzubringen, die vor dem Eintreffen des Förderkorbes in den Endstellungen erfasst werden, und durch den Stuhl die Steuerung rechtzeitig in die Ruhelage ziehen, die Fahrt also selbstthätig unterbrechen.

Der Gedanke ist weiter verwerthet, um in ähnlicher Weise den Fahrstuhl auch in beliebigen Zwischenstockwerken selbstthätig anzuhalten. Man benutzt hierzu feste Steuerstangen. Hängt man eine solche Stange derart auf, dass sie unbeschadet ihrer senkrechten Beweglichkeit gleichzeitig um ihre Achse gedreht werden kann, und befestigt auf ihr, den einzelnen Stockwerken entsprechend, eine Reihe vorspringender Kuppelarme in der Weise, dass sie, im Kreise vertheilt, sich im Grundriss, mit Ausnahme des ersten und des letzten, nicht gegenseitig überdecken, so erfolgt die kraftschlüssige Kupplung des Fahrstuhls mit dem Steuergestänge zum selbstthätigen Anhalten im ersten, zweiten oder  $n$ ten Stockwerk, je nachdem man vorher den Kuppelarm des ersten, zweiten oder  $n$ ten Stockwerkes in die Bahn des Mitnehmers gedreht hat, der an allen übrigen ungehindert vorbeistreicht.

Die Ausführung lässt sich auch dahin abändern, dass man, statt die Steuerstange zu drehen, den Mitnehmer am Fahrstuhl in aufeinanderfolgende, einander nicht überdeckende Lagen versetzt und die einzelnen Kuppelarme des Steuergestänges so anordnet, dass jeder nur in eine der verschiedenen Bahnen des Mitnehmers hineinreicht. Auch hier ist es möglich, für das erste und das letzte Stockwerk dieselbe Mitnehmerstellung mit passend eingestellten Kuppelarmen zu wählen, weil der Fahrstuhl sich nur zwischen diesen Grenzen bewegt.

Statt die Selbstausrücker am Schachtsteuergestänge anzubringen, kann man sie auch in die Betriebsmaschine einbauen, und gewinnt dadurch die grössere Sicherheit, dass die Vorkehrung selbst bei Dehnungen oder unerwartetem Bruch der Steuerzüge wirksam bleibt, ein Fall, mit dem in der Praxis wegen der nicht selten mangelhaften Überwachung der Aufzüge zu rechnen ist.

In der Regel wendet man in wichtigeren Anlagen für die äussersten Fahrgrenzen beide Abstellmittel an und benutzt die unmittelbar von der Betriebsmaschine bethätigte Abstellvorrichtung als Sicherheitsausrückung. Sie ist dann so einzustellen, dass sie erst zu wirken beginnt, wenn die Selbstabstellung des Steuerzuges versagt oder durch eingetretene Dehnungen des Steuerseiles zu spät eingreift.

Für elektrischen Betrieb bietet sich ausserdem das Mittel, durch den Fahrstuhl beim Überschreiten der regelrechten Fördergrenzen Stromauschalter als Nothausrücker in Thätigkeit zu setzen.

Da die Aufzugmaschine in zwangsläufigem Zusammenhang mit dem Fahrstuhl steht, lässt sich der Stuhlweg innerhalb des Maschinengestells durch einfache Mittel vom Haupttriebwerk in beliebig verjüngtem Massstab auf ein geradlinig hin- und herwanderndes Gleitstück übertragen, das an den Enden seines Weges die Steuerung erfasst und in die Ruhelage zurückzieht.

Bei hydraulischen Aufzügen mit mittelbar wirkenden Treibkolben und Zwischenübersetzung durchläuft der Treibkolben selbst den Fahrstuhlweg in verkleinertem Massstab, und es bedarf daher nur eines kurzen Hebelgestänges und entsprechender Anstosknaggen, welche die benachbarte Steuerung durch die hiermit gebildeten Hubgrenzen des Treibkolbens rechtzeitig umstellen.

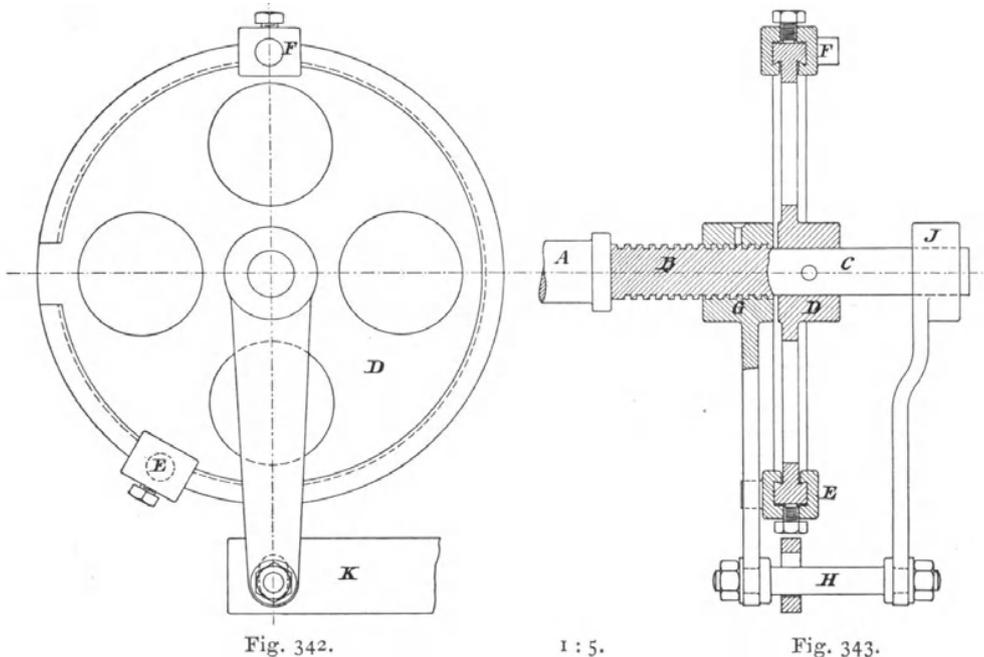
Bei Trommelwinden pflegt man den Ausrückmechanismus von der Trommelwelle aus zu bethätigen, indem man entweder die gewöhnliche Schraube benutzt, um die Trommeldrehung in eine Verschiebung zu verwandeln, welche den Fahrstuhlweg in beliebig verkleinerter Grösse wiedergibt und an den Grenzen auf den Steuerapparat einwirkt oder zu gleichem Zweck eine Schalttrommel durch Schnecke und Schneckenrad oder irgend ein Differentialgetriebe mit stark verkleinerter Winkelgeschwindigkeit mitlaufen lässt. — Vergl. die Endausschaltung von Stigler, Taf. 20, Fig. 2.

Die beiden nachfolgenden Konstruktionen liefern Ausführungsbeispiele mit Kopirwerken des Fahrstuhlweges durch einfache Schrauben.

### Selbstabsteller für die äussersten Fahrgrenzen.

#### Selbstthätiger Ausrücker für Aufzüge von Gebr. Weismüller.

Der selbstthätige Ausrücker von Gebr. Weismüller, Fig. 342 und 343, sitzt auf der Verlängerung der Trommelwelle und besteht aus einer fest



mit der Welle verbundenen Mitnehmerscheibe *D* und zwei zu beiden Seiten an dem Wellenkopf hängenden Kurbelarmen *G* und *J*, von denen *G* durch das Muttergewinde seiner Nabe auf der Spindelstrecke *B* beim Antrieb der Trommelwelle je nach der Drehrichtung nach rechts oder nach links verschoben wird, während der zweite Kurbelarm *J* durch die Stehbolzenverbindung *H* an der Verschiebung theilnimmt. Der Stehbolzen *H* greift quer durch die Steuerstange *K* und verhindert durch den Steuerwiderstand willkürliche Drehungen der Ausrückarme bis, je nach der Bewegungsrichtung, am Ende des Hubes entweder der Ausrückhebel *G* in das Bereich des Mitnehmers *E*, oder *J* in die Bahn von *F* gelangt und von der Scheibe *D* mitgeschleppt wird. In diesem Augenblick wird der Widerstand der Steuerstange überwunden und die Steuerung in die mittlere Ruhelage übergeführt.

Die freie Gangzahl der Wellenspindel wird etwas grösser gewählt, als die Umdrehungszahl der Trommelwelle für die volle Förderhöhe. Die Ver-

stellbarkeit der Mitnehmer *E* und *F* auf dem Scheibenrand gestattet, den Zeitpunkt der Kupplung zwischen Trommelwelle und Steuerung ganz nach Massgabe der gewünschten äussersten Fördergrenzen innerhalb beliebig kleiner Bruchtheile der Trommeldrehung festzulegen. Zwischen den äussersten Fördergrenzen bleibt die Steuerung vollkommen frei benutzbar und lässt sich jederzeit mittelst des sonst vorhandenen Gestänges von Hand bedienen.

**Selbstthätiger Ausrücker für Aufzüge von G. Luther in Braunschweig.**

Die nach amerikanischen Vorbildern ausgeführte und auch von anderen vorzugsweise benutzte Konstruktion von Luther, Fig. 344, schützt die empfindlicheren Theile gegen Schmutz. Auch hier bildet die Schaltspindel des Ausrückers den Kopf der Trommelwelle, das aussen verzahnte Mitnehmerrad *d* sitzt aber lose auf der Welle und dient durch seine muffenförmig

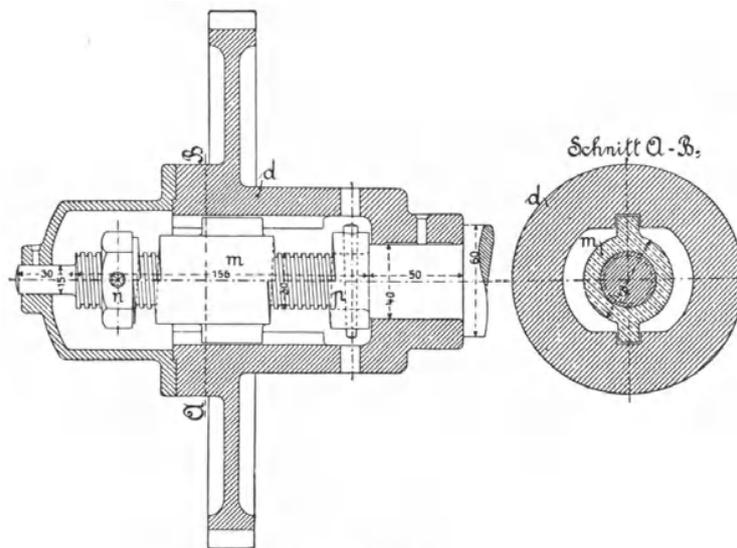


Fig. 344. 1:4.

erweiterte hohle Nabe mit einer vorgeschraubten Stirnhülse als Schutzkapsel für die Schaltspindel. Das Mitnehmerrad *d* greift in ein zweites, nicht gezeichnetes Stirnrad auf der Steuerwelle ein, von der das Riemenstellwerk oder irgend ein anderer Steuermechanismus bethätigt wird. Die Schalmutter *m* bildet mit ihren klauenförmigen Stirnflächen und ihren seitlichen Führungslappen den beweglichen Theil der Klauenkupplung zwischen Trommelwelle und Steuermechanismus, der je nach der Umlaufrichtung von rechts nach links oder umgekehrt zwischen den fest mit der Welle verbundenen Gegenklauenringen *p* und *n* hin und her wandert, bis sich die Kupplung am Ende des Weges rechtseitig oder linkseitig schliesst, und die Welle durch die Gleitlappen der Mutter auch das Mitnehmerrad antreibt und die Steuerung verstellt. Der Eingriff der Führungslappen in die umgebenden Nabenschlitze hindert durch den Steuerwiderstand die Mutter *m*, sich während des freien Schaltweges willkürlich zu drehen. Der Apparat ist wegen der festen Lage des rechtseitigen Kuppelringes *p*, der gleichzeitig als Lagerbund für das lose Mitnehmerrad *d* dient, so zu montiren, dass die Mutter *m* bei tiefster Fahrstuhlstellung in *p* eingreift, wenn gleichzeitig die Steuerung auf Ruhelage steht. Dann hebt man den Fahrstuhl in die

höchste Fördergrenze, schraubt den linkseitigen Kuppelring  $n$  gegen die inzwischen selbstthätig nach links gewanderte Schaltmutter  $m$  und sichert  $n$  durch die zugehörige Klemmschraube. Bei weitem zuverlässiger, als die Sicherung des Klauenstücks  $n$  durch Klemmschrauben, die das Gewinde beschädigen und, bei dauernder Benutzung des Apparates, durch die stets wiederkehrenden Stöße des Klaueneingriffs sich im Laufe der Zeit zu lockern pflegen, ist das Mittel,  $n$  durch eine vorgeschraubte Gegenmutter festzustellen, deren Gewinde eine kleinere Steigung, als die Schaltspindel hat und daher durch jeden Klauenstoss nur fester angepresst werden kann. In der Ausführung ist dann der Schaltspindelkopf bis auf den Kerndurchmesser des Hauptgewindes abzusetzen und mit passendem Gewinde für die Gegenmutter zu versehen. Da die Sicherung bestehen bleibt, wenn man zwischen  $n$  und der Gegenmutter eine Scheibe von beliebiger Dicke einschaltet, bietet es keine Schwierigkeiten, zum Montiren an Ort und Stelle den erforderlichen Justirungsraum für die Einstellung von  $n$  vorzusehen. Die Höhe der Klauenzähne entspricht genau der Ganghöhe der Schaltspindel, so dass die Klauen stets voll zum Eingriff gelangen.\*)

Alle von der Trommelwelle bethätigten Ausrückvorrichtungen müssen nachgestellt werden, wenn sich das Förderseil im Laufe des Betriebes reckt, oder man muss umgekehrt das Seil entsprechend kürzen.

#### Selbstabsteller für beliebige Stockwerke.

##### Stockwerksteuerung von Gebr. Weismüller in Bockenheim-Frankfurt a. M. für Aufzüge mit Windentrommel.

Die nachstehende Konstruktion ist der Ausführung für einen elektrischen Aufzug entnommen, kann aber mit geringfügigen Abänderungen auch für jede andere Aufzugmaschine benutzt werden, wenn man deren Steuerorgan statt des elektrischen Anlassers bethätigt. Durch den Zug am Steuerseil, Fig. 345 u. 346, wird mittelst der Seilscheibe  $S$  die Steuerwelle  $s$  gedreht und durch das Kettenrad  $A$  auf ihrem anderen Ende der elektrische Schalthebel des Anlasswiderstandes für den Motor je nach der Drehrichtung in seine Anfahr- oder Abstelllage gebracht. Auf der Steuerwelle sitzt ausserdem eine Bremssteuerscheibe  $B$ , welche den belasteten Spannhebel der Stoppbremse beim Ansteuern auf Fahrt gleichzeitig mit dem Stromschlusswiderstand lüftet und umgekehrt beim Abstellen des Betriebes rechtzeitig zum Festbremsen des Aufzuges frei niederfallen lässt.

Zum selbstthätigen Anhalten an den äussersten Fahrgrenzen und in den einzelnen Zwischenstockwerken ist im Maschinenrahmen eine Schaltspindel  $d$  und parallel zu ihr die mit Anstossnocken für die einzelnen Stockwerke ausgerüstete Welle  $b$  gelagert. Die Schaltspindel empfängt ihren Antrieb von der Windentrommelwelle durch die zwangsläufig mit Gelenkette verbundenen Kettenräder  $g$  und  $f$ , und verschiebt das mit Muttergewinde versehene und mit einer zweiten Bohrung auf der Stange  $e$  geführte bronzene Gleitstück  $c$  während des Betriebes geradlinig. Das Gleitstück  $c$  kopirt unter diesen Verhältnissen den Weg der Fahrzelle in verjüngter Grösse.

Die Ausrückwelle  $b$  ist frei dreh- und verschiebbar im Maschinengestell gelagert und unterhalb der Steuerwelle  $s$  als Ringzahnstange ausgebildet. Sie wird in jeder Drehlage beim Ansteuern des Aufzuges durch das eingreifende Stirnrad  $a$  in ihrer Achsenrichtung verschoben und führt

\*) Vergl. auch den Selbstabsteller der Aufzugwinde von Unruh & Liebig, Fig. 3 u. 4, Taf. 19, die selbstthätige Begrenzung des Hakenhubes für den Mohr'schen Portalkrahn, Taf. 45, Fig. 1—3, sowie die verschiedenen mechanischen Einstellvorrichtungen der Stockwerkschalter, Bd. II, S. 379 bis 384 und die Knopfsteuerungen, Bd. II, S. 387 bis 439.

umgekehrt die Steuerwelle  $s$  und das elektrische Schaltwerk des Motoranlassers zum Anhalten des Aufzuges in die Mittellage selbstthätig zurück, sobald der vorspringende Arm des mit dem Fahrstuhl wandernden Gleitstückes  $c$  mit einem der Anschläge  $O$  bis  $IV$  zusammentrifft. Zum rechtzeitigen Anhalten sind also nur die Anschläge auf der Ausrückwelle nach Massgabe der Stockwerkhöhen zu vertheilen. Im übrigen muss die ganze Anordnung so getroffen werden, dass sich das Gleitstück  $c$  während des

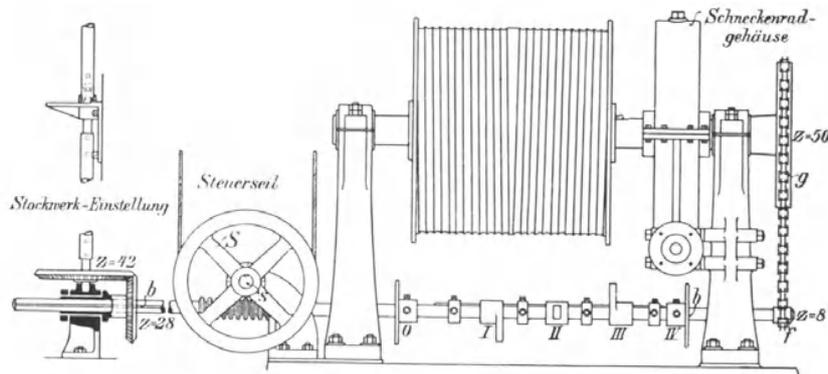


Fig. 345. 1 : 20.

Betriebes entgegengesetzt zu der Verschiebung bewegt, die der Ausrückwelle  $b$  beim vorangegangenen Ansteuern ertheilt wurde, damit beim Zusammentreffen von  $c$  mit dem Stockwerkanschlag die Steuerwelle  $s$  wieder in ihre Anfangslage für Stillstand des Aufzuges zurückgeführt wird.

Die Grenzansschläge  $O$  und  $IV$  für das unterste und oberste Stockwerk bestehen aus vollen, festeingestellten Scheiben, die Anschläge  $I$ ,  $II$  und  $III$  für die Zwischenstockwerke dagegen nur aus kurzen, auf dem Umfang der

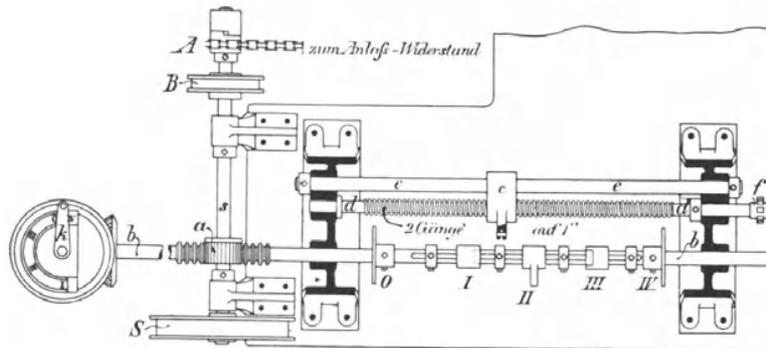


Fig. 346. 1 : 20.

Welle gegeneinander versetzten Armen, so dass, je nach ihrer Drehlage, der Absteller  $c$  im Betrieb nur mit einem der drei Arme zusammentreffen kann, oder frei bis zur entgegenstehenden Grenzscheibe durchwandert.

Zum Einstellen der selbstthätigen Ausrückung vor Beginn der Fahrt dient ein durch die ganze Fahrhöhe aussen neben den Schachthüren vorübergeführtes, drehbares Gasrohrgestänge mit einer Stellkurbel  $k$  in jedem Stockwerk und Kegelrädereingriff am unteren Ende zum Übertragen der Kurbeldrehung auf die Ausrückwelle  $b$ . Das Kegelrad auf der Ausrück-

welle  $b$  ist nur auf Drehung mit ihr gekuppelt und lässt, selbst unverschieblich gelagert, die Welle  $b$  beim Ansteuern in Feder und Nuth durch seine Nabe gleiten. Eine Skalenscheibe unter der Kurbel  $k$  dient als Anhalt für die Kurbellage, die man zum Anhalten in einem bestimmten Stockwerk zu wählen hat.

Da der Absteller  $c$  mit den Anschlagarmen der Zwischenstockwerke bei der Auf- und Niederfahrt von entgegengesetzten Seiten zusammentrifft, bedarf es einer Ausgleichvorrichtung, um den Einfluss der Dicke der beiden Mitnehmerarme auf den Beginn des selbstthätigen Umsteuerns auszugleichen, der sonst für Auf- und Niederfahrt in verschiedenen Abständen vom Fahrziel auftreten würde. Zu dem Zweck sind die Anstossarme  $I$ ,  $II$  und  $III$  mit ihren Naben in Feder und Nuth auf der Welle  $b$  zwischen festgeklemmten Stellringen verschiebbar und weichen je nach der Schubrichtung von  $c$  um die auszugleichende Strecke nach links oder rechts aus, bevor sie mit den festen Widerlagstellringen zusammentreffen und die Ausrückwelle  $b$  mitnehmen.

Stigler verwendet in ähnlichen Fällen, statt der verschiebbaren Nocken, je zwei feste, die in den für beide Fahrrichtungen erforderlichen Grenzlagen aufgesetzt werden, deren Anschläge aber aus umklappbaren Nasen mit Federn zum selbstthätigen Wiederaufrichten versehen sind und paarweise so gegenüberstehen, dass der eintreffende Absteller die Nase des einen Nocken niederdrückt, also frei darüber fortgleitet, und sich erst an der zweiten mit entgegengesetzter Klapprichtung fängt. Vergl. Fig. 385 bis 387, S. 422 u. 423.\*)

Die vorstehend beschriebene Stockwerkeinstellung ist, wie schon eingangs angedeutet, ohne weiteres auch für Aufzüge mit Riemenbetrieb verwendbar, wenn man sie auf die Riemenführergabel, statt auf den elektrischen Anlasser einwirken lässt. Für hydraulische Aufzüge vereinfacht sich die Konstruktion durch die Möglichkeit, den Absteller  $c$  unmittelbar an dem Kolbenkopf anzubringen. Ausserdem fällt hierbei auch die Bremssteuerscheibe fort, weil der Steuerschieber gleichzeitig als Bremse dient.

#### **Fahrstuhlstoppvorrichtung für beliebige Stockwerke von Heurtebise.**

Die Fig. 347 bis 349 erläutern eine Stoppvorrichtung von Heurtebise. Die Ausführung ist einem Personenaufzug entnommen, kann aber ebenso gut für Warenaufzüge benutzt werden, weil sie während der Fahrt keine weitere Bedienung erfordert. An der Fahrstuhlwand befindet sich der Stoppriegelkasten mit den beweglichen Riegeln, Fig. 348, für die Fahrunterbrechung in den Zwischenstockwerken und einem festen Knaggen rechts für das selbstthätige Anhalten im tiefsten und im höchsten Stockwerk. Neben dem Riegelkasten steht ausserhalb des Fahrstuhles im Schacht das aus zwei Gasrohren gebildete Steuergestänge, die in jedem Stockwerk durch ein gusseisernes Querstück miteinander verbunden sind und ausserdem in geeigneten Abständen von ebenfalls gusseisernen, mit einer Schachtsäule oder mit dem Schachtmauerwerk verschraubten Führungstücken umschlossen werden. Das schwere Gestänge ist oben im Schacht mit einem Seil an einer Rolle aufgehängt und sein Eigengewicht durch ein Gegengewicht vollkommen ausgeglichen. Die festen Gestängeverbindungen in den einzelnen Stockwerken tragen die Mitnehmerknaggen für die einzelnen Stoppriegel des Fahrstuhls, und diese liegen in den Bahnen der einzelnen

\*) Siehe ferner die in anderer Weise ausgeführte Stockwerkeinstellung von Stigler für Aufzugwinden, Taf. 21, und die Ausführungen derselben Firma für hydraulische Aufzüge, Bd. 2, S. 681 mit Fig. 605, sowie die Stockwerkeinstellung von Hopmann, Taf. 92, Fig. 7 u. 8, u. D.R.P. 83263 von C. Flohr, 74765 von Schmidt, Kranz & Co.

Riegel derartig gegeneinander versetzt, dass jeder Riegel beim Vordrücken nur in einem bestimmten Stockwerk, dessen Nummer er trägt, das Steuergestänge erfasst und in die Ruhelage schleppt. Der vorgedrückte Riegel wird durch das Sperrblech an der Kastenwand in seiner Lage gesichert, springt aber durch die Stützfeder wieder selbstthätig zurück, sobald man das Sperrblech mittelst des Winkelhebels auslöst. Bei Personenaufzügen kann man den Winkelhebel mit der Fahrstuhlthür derart verbinden, dass beim Öffnen der Thür, also beim Verlassen der Fahrzelle, die Ausriegelung selbstthätig erfolgt.

Der Umstand, dass auch hier der am Fahrstuhl vorgeschobene Mitnehmer, wegen der eigenen Querschnittsdicke den Knaggen am Steuergestänge in jedem Stockwerk in verschiedenen Abständen von der Halthöhe in Thätigkeit setzt, je nachdem er den Knaggen von unten oder von oben

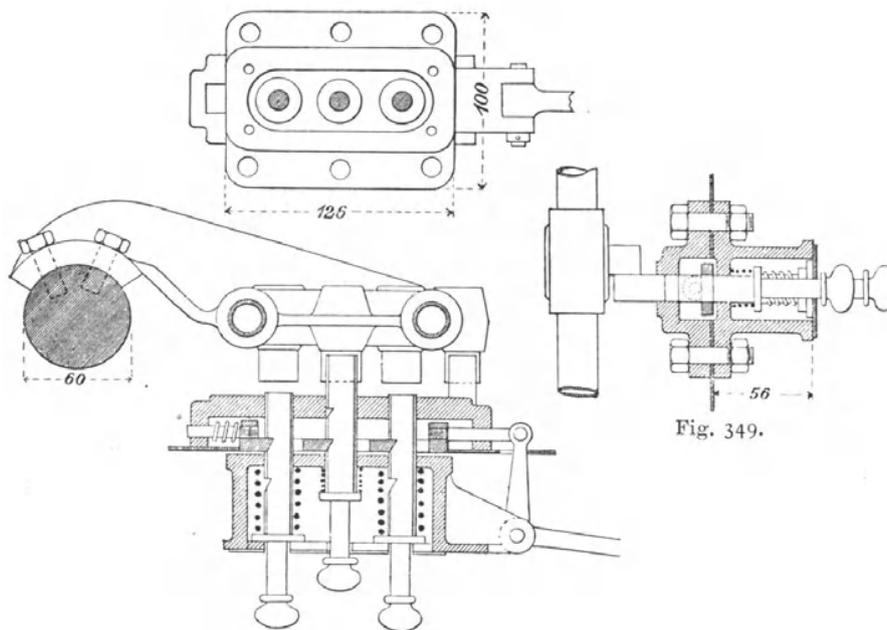


Fig. 347 u. 348.

Fig. 349.

erfasst, fordert zum genauen Anhalten in beiden Fahrrichtungen zwei übereinanderliegende Riegelreihen im Fahrkorb, eine für Auf-, die andere für Niederfahrt, um diesen Höhenunterschied auszugleichen.

Den leitenden Gedanken der ganzen Konstruktion findet man vielfach für Warenaufzüge in der einfacheren Form verwerthet, dass statt des Doppelgestänges im Schacht ein einziges Rohr als Träger für die Mitnehmerknaggen benutzt und der Stoppriegelkasten durch zwei passend angeordnete Lochreihen für Auf- und Niederfahrt in einem kräftigen Blech der Förderkastenwand ersetzt wird, in die man, je nach dem Stockwerk, wo gehalten werden soll, einen angeketeten Bolzen für das Zusammentreffen mit den Steuergestängeknaggen einschleibt.

**Fahrstuhlstoppvorrichtung für beliebige Stockwerke von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.**

D. R. P. 49434.

Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft ordnet nach amerikanischen Vorbildern für Personenaufzüge im Fahrstuhl selbst ein

besonderes Steuerhebelwerk an, das durch einen wagerechten doppelarmigen Hebel mit den beiden Enden des oben und unten im Schacht über mehrfache Leitrollen geführten, in sich durch den doppelarmigen Hebel ge-

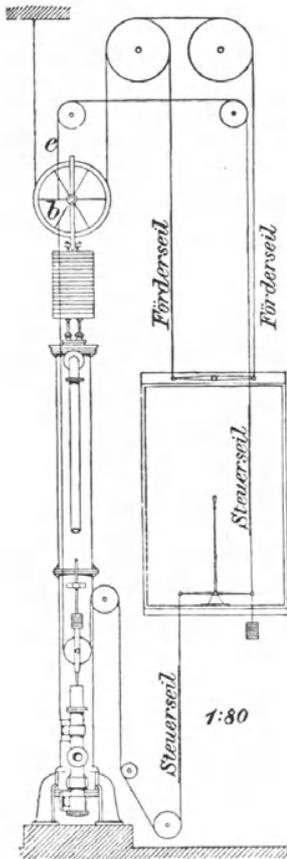


Fig. 350.

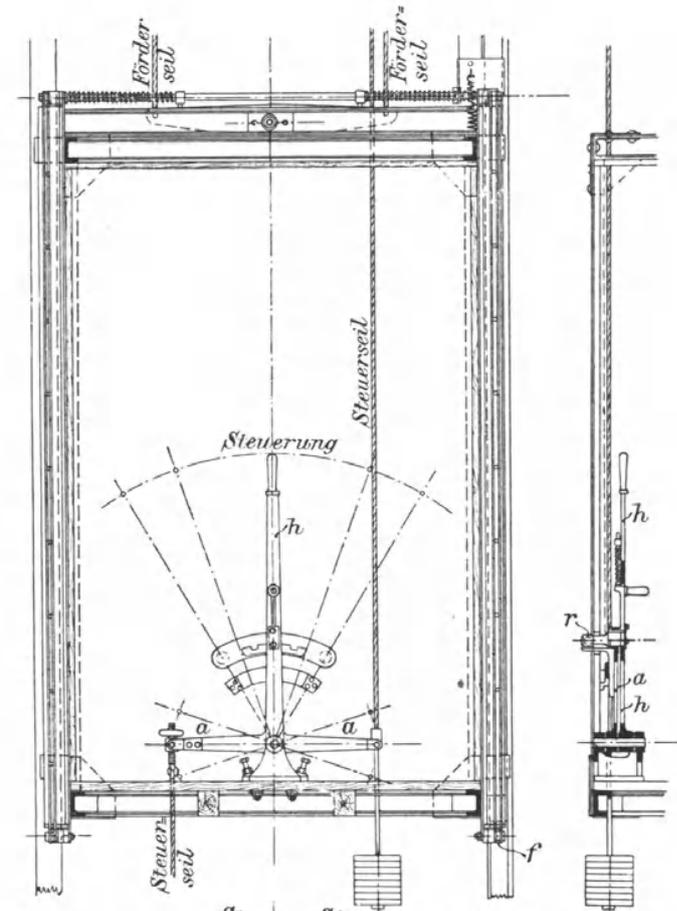
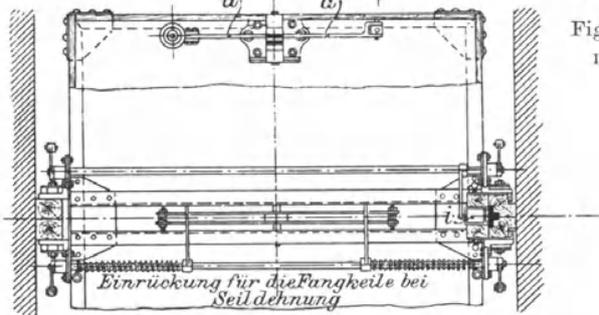
Fig. 353.  
1:30.

Fig. 351 u. 352.

schlossenen Steuerseiles in Verbindung steht. \*) Das Steuerorgan, im vorliegenden Fall der Steuerkolben eines hydraulischen Otis-Aufzuges, ist in eine durch Leitrollen gebildete Schlinge des Seiles eingehängt und verharret, wie aus der schematischen Skizze Fig. 350 zu

entnehmen, in seiner Lage, trotzdem das Seil am Fahrstuhllauf theilnimmt so lange das Hebelwerk nicht verstellt wird, während es mit der Hebelndrehung durch Verkürzen der Seilschlinge gehoben wird oder unter dem Einfluss seiner

\*) Z. d. V. d. I. 1889, S. 630. — Vergl. die einfachere Seilführung Fig. 338, S. 394.

Belastung beim Verlängern zurücksinkt. Um mit diesen Hilfsmitteln gleichzeitig eine Vorkehrung zum rechtzeitigen Anhalten in den einzelnen Stockwerken zu verbinden, ist das zugehörige Steuerhändel  $h$ , Fig. 351 und 352, lose auf die Hebelachse gesetzt; der dahinter liegende senkrechte Arm  $a$  der Seilhebel wird erst durch einen Schnepfergriff gekuppelt. Der senkrechte Arm der Seilhebel endigt unterhalb des Schnepfers in einem Kreuzkuppelbogen mit Kimmenausschnitten zum Eingreifen des Schnepfers. Je nachdem man das Steuerhändel von vorn herein mehr oder minder, den einzelnen Kuppelstellungen entsprechend, für die Auffahrt nach rechts, für die Niederfahrt nach links auslegt, befindet sich das Händel nach dem weiteren Ausschlag zum Bethätigen der Steuerung in verschiedenen Lagen während der Fahrt, und damit beschreibt eine in den Schacht vorspringende Anlaufrolle  $r$  auf der Rückseite des Händels verschiedene, seitlich gegeneinander versetzte senkrechte Bahnen. Es bedarf daher nur im Schacht selbst passend versetzter fester Anlaufschienen, um die Steuerung ohne Störung der sonstigen Fahrt, je nach dem Ausschlag, in einem bestimmten Stockwerk beim Einfahren selbstthätig in die Ruhelage zurückzudrängen und den Stuhl anzuhalten. Die Kimmeneintheilung entspricht hierbei der Stockwerkeintheilung in der Weise, dass die mittlere Kimme gleichzeitig für das untere und für das höchste Stockwerk dient.\*)

#### Stoppvorrichtung für Aufzüge von C. Hoppe in Berlin.

D.R.P. 42074.\*\*)

Hoppe wählt eine vom Fahrstuhl angetriebene Scheibe, deren Umfang durch Kerbausschnitte die Stockwerktheilung wiedergibt, als Kopirwerk für den Fahrstuhllauf und kuppelt die Steuerung mit der Scheibe durch ein Steuerhändel mit Griffschnepfer, den der Arbeiter nach Belieben in die Scheibenkerbe einklinken oder auslösen kann. Hier wird also die Stockwerkeintheilung, abweichend von allen bisher beschriebenen Konstruktionen, durch einen ausserhalb des Fahrschachtes neben der Aufzugmaschine stehenden Führer, von einem festen Standplatz erst während der Fahrt in unmittelbarer Verbindung mit dem Steuerhändel bedient.

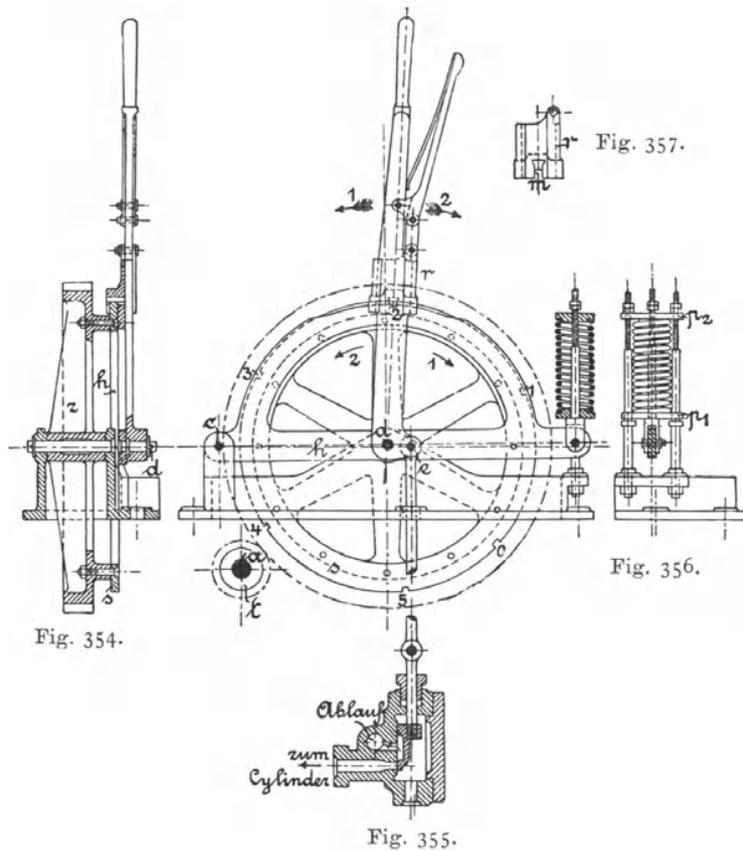
Die Ausführung ist zunächst für hydraulische Aufzüge angewendet, lässt sich aber ohne weiteres auch für Riemenbetrieb benutzen.

Der Antrieb der Steuerscheibe  $s$ , Fig. 354 und 355, S. 406, erfolgt durch ein Zahnradvorgelege von der Welle  $a$  aus mittelst eines dünnen Drahtseiles, das zur sicheren Bewegungsübertragung in mehrfachen Windungen um eine Trommel  $t$  auf der Welle  $a$  geschlungen ist und von hier über Leitrollen oben und unten im Schacht geführt, durch Befestigung beider Enden am Fahrstuhl den zwangsläufigen Zusammenhang zwischen dem Fahrstuhllauf und der Scheibendrehung vermittelt. Die Zahnräderübersetzung wird mit Rücksicht auf klare Übersicht beim Steuern so gross gewählt, dass die verjüngte Stockwerkeintheilung auf dem Scheibenumfang Platz findet, ohne dass der Kupplungseinschnitt für das letzte Stockwerk, hier 5, über den ersten für das unterste Stockwerk 0 fortgreift. Die Antriebübersetzung ist hierfür so zu bestimmen, dass sich die Scheibe bei vollem Fahrstuhlhub nur um einen Winkel  $< 2\pi$  dreht. Im übrigen ist der Apparat derart zu montiren, dass sich die einzelnen Scheibenausschnitte unter dem Schnepfer des in der mittleren Ruhelage befindlichen Steuerhändels einstellen, wenn die Förderschale mit dem Fussboden des entsprechenden Förderstockwerkes in gleicher Höhe steht.

\*) Elektrische Aufzüge mit Stockwerkeinstellung, siehe auch Bd. II, S. 379 u. f.

\*\*\*) Vergl. den Aufsatz des Verfassers „Neuere Ausführungen von Personen- und Lastaufzügen. Z. d. V. d. Ing. 1890, S. 721. Siehe auch die Steuerung von A. Stigler, S. 475 u. f. mit Taf. 21.

Zum leichteren Verständniss der Wirkungsweise denke man sich zunächst das Steuerhändel, an dessen kurzen Winkelarm *de* die Schubstange eines hydraulischen Steuerschiebers oder eine Riemenführerstange angeschlossen ist, unmittelbar auf die verlängerte Achse des Zahnrades *z* frei drehbar aufgesetzt. Legt man dann den Steuerhebel in der Richtung des gefiederten Pfeiles *1* zurück, um den Schieber zur Auffahrt zu öffnen oder einen vorhandenen Antriebsriemen auf die Arbeitscheibe überzuführen, so wird das Händel beim Kuppeln mit der Scheibe zum Stoppen des Aufzuges selbstthätig in die Ruhelage zurückgeschleppt, wenn die Scheibe während der Auffahrt vom Fahrstuhl entgegengesetzt zur Ausschlagrichtung des Hebels im Sinne des glatten Pfeiles *1* angetrieben wird. Während



der Fahrt hält der Arbeiter das Steuerhändel mit ausgelöstem Schnepper *r* fest und giebt den Griffschnepper erst frei, wenn sich der Ausschnitt für das Stockwerk nähert, wo der Fahrstuhl anhalten soll. Der Schnepper springt durch Federdruck selbstthätig in den Kupplungseinschnitt der Scheibe ein und zieht den Steuerhebel zum Abstellen des Antriebes in die Ruhelage.

Der Zeitpunkt der Betriebsunterbrechung bleibt derselbe, ob der Steuerhebel ursprünglich mehr oder minder weit zurückgelegt war, weil er sich bei weiterem Ausschlag auch früher mit der Scheibe kuppelt. Das ist für hydraulische Aufzüge von Wichtigkeit, die je nach der Grösse der Last mit mehr oder minder weit geöffneter Steuerung arbeiten, um die Grösse des Überdrucks im Treibcylinder und damit die Fahrgeschwindigkeit

zu regeln. Schon hier ist darauf hinzuweisen, dass andere, später zu beschreibende Konstruktionen, nicht die gleiche Eigenschaft besitzen und nur für Riemenbetrieb oder Elektromotoren verwendbar sind, deren Steuerhub beim Anlassen und Abstellen unveränderlich ist.

Mit der vorläufig angenommenen einfachen Ausführung würde im Betrieb der Übelstand auftreten, dass bei der starken Übersetzung zwischen dem Fahrstuhlweg und der Scheibendrehung der Steuerzug sich nur schwer mit hinreichender Genauigkeit für pünktliches Anhalten des Aufzuges in den verschiedenen Stockwerken montieren lässt, und zwar besonders bei hydraulischen Anlagen, wo ganz kleinen Schieberwegen wesentlich grössere Fahrstuhlwege entsprechen, und toter Gang im Steuerwerk leicht erhebliche Fehler in den Fahrstuhlstellungen hervorruft. Mit Rücksicht hierauf hat Hoppe ein weiteres Zwischenhebelwerk eingeschaltet, das gegen Ende des Steuerweges in Wirksamkeit tritt und den Übergang in die Mittellage, also bei Steuerschiebern den Eintritt in die Abschlussstellung, in den letzten Augenblicken mit wesentlich erhöhter Geschwindigkeit herbeiführt.

Zu dem Zweck ist der Steuerhebel nicht unmittelbar auf der Kuppel-scheibenachse, sondern, — Fig. 354 und 358 — in ihrer Verlängerung auf dem Zapfen  $d$  eines besonderen Stützhebels  $h$  gelagert, der selbst im Steuerbock um den Zapfen  $c$  schwingen kann und für gewöhnlich durch ein Federwiderlager in wagerechter Lage gehalten wird. Drückt man das Hebelwiderlager gewaltsam zusammen oder dehnt die Federn, während der Steuerhebel gehindert wird, sich um den Zapfen  $d$  zu drehen, so wird der Schieber durch den Ausschlag des Hebelarmes  $ce$  bewegt. Ertheilt man dem Steuerhebel gleichzeitig noch eine Drehung um  $d$ , so vereinigen sich beide Einzeldrehungen und wirken gemeinsam auf das Steuerorgan. Um diese Doppelbewegung zum Steigern der Schiebergeschwindigkeit kurz vor dem Eintritt in die Ruhelage selbstthätig herbeizuführen, ist über dem Hebel  $h$  als Durchmesser ein halbkreisförmiger Bogen gespannt, Fig. 358, dessen dachförmig abgeschragter Scheitel in der Mitte eine vorspringende Nase  $n$  trägt und hiermit in die Bahn der Schneppermitte  $m$ , Fig. 357, des Steuerhebels hineinreicht. Der anfänglich in der früher geschilderten Weise von der Scheibe  $s$  selbstthätig in die

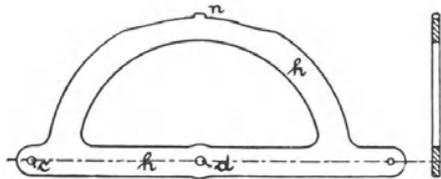


Fig. 358.

Mittellage zurückgeschleppte Steuerhebel kuppelt sich kurz vor dem Ziel auch noch mit dem Stützhebel  $h$  und steigert die Schlussgeschwindigkeit des Steuerschiebers durch die gleichzeitige Drehung des Händels um  $d$  und des Stützhebels um  $c$  im Verhältniss von  $de:ce$ .

Das oben erwähnte Federwiderlager, Fig. 356, besteht aus einer Spiralfeder zwischen zwei Platten  $p_1$  und  $p_2$ , die sich mit geringem Spiel unten gegen feste Bunde, oben gegen vorgeschraubte Muttern ihrer senkrechten Führungsbolzen abstützen und durch ihre mittlere Verbindungstange den Hebel  $h$  erfassen.

Die Konstruktion hat sich bei den hydraulischen Aufzügen des Berliner Packhofes, der Mainzer Hafenspeicher u. s. f. in jeder Weise bewährt. Sie besitzt die beachtenswerthe Nebeneigenschaft, dass sich der Fahrstuhl durch die zwangsläufige Verbindung mit der Steuerung selbstthätig in die richtige Höhe zurücksteuert, wenn er durch Wasserverluste des Treibcylinders oder durch Nachgeben der Bremse während des Beladens beim unvorsichtigen Aufwerfen von Lasten sinkt. Auch kann der Maschinist den Steuerhebel jederzeit frei bewegen, ohne die selbstthätige Kupplung zu benutzen, und dadurch den Fahrstuhl in beliebigen Höhen über den Stockwerkfußböden

anhalten, um in einzelnen Fällen den Arbeitern das Aufnehmen und Absetzen von Säcken u. a. m. zu erleichtern.

Die Verständigung zwischen den Speicherarbeitern und dem Maschinisten erfolgt durch Sprachrohre.

Die in der Patentschrift angegebene Abänderung der Konstruktion, zum Steuern von beliebigen Stockwerken aus, ist zu verwickelt, um den praktischen Bedürfnissen zu genügen.

Allgemein ist zu beachten, dass beim Kuppeln von Steuerungen mit Fahrstühlen zum selbstthätigen Ausrücken des Triebwerks, die Übersetzung zwischen der Geschwindigkeit des Steuerorgans und dem Fahrstuhl im gekuppelten Zustande um so grösser gewählt werden muss, je grösser die Fördergeschwindigkeit ist, da sonst Stösse auftreten, und der Zeitpunkt des Stillstandes durch die Bewegungsenergie der Massen störend beeinflusst wird. Aus diesem Grunde pflegt man beispielsweise Aufzüge mit 0,5 m Fördergeschwindigkeit mindestens 1 m vor der Hubgrenze auf den allmählichen Abschluss der Steuerung einwirken zu lassen.

Bei Riemenbetrieb ist der Zeitpunkt, wann der Riemen bei seiner Verschiebung aufhört, die Arbeitscheibe mitzunehmen, nicht genau bestimmbar und mit der Riemenspannung veränderlich. Um die Fördergrenze überhaupt zu erreichen, darf der Riemen die Antriebscheibe noch nicht ganz verlassen haben, wenn der Fahrstuhl in seiner Haltestelle eintrifft. Man muss daher wenigstens bei grösseren Fördergeschwindigkeiten mit dem Ausrückwerk gleichzeitig eine Bremse verbinden und den etwaigen Antriebsüberschuss rechtzeitig vernichten. Auch für elektrische Aufzüge ist aus ähnlichen Gründen eine Stoppbremse, die hier gleichzeitig mit der Stromunterbrechung einfallen muss, unentbehrlich.

#### **Verschluss der Fahrschachtzugänge und Sperrung des Aufzugbetriebes während der Ladezeiten.**

Dass Aufzuganlagen im Inneren von Gebäuden durch Lattenverschlüsse, durch Gitterwerk oder durch gemauerte Fahrschächte genügend abzugrenzen sind, ist bereits in den einleitenden Betrachtungen, S. 360 u. 361, hervorgehoben. Besondere Aufmerksamkeit ist den Schachtzugängen zu widmen.

Für Speicher und Fabriken werden ausser Klappthüren auch Schiebethüren mit senkrechter Beweglichkeit benutzt. Die Schachtöffnungen der Perronaufzüge schliesst man durch Hub- oder Klappdeckel ab und kann hiervon auch sonst bei Aufzügen, die mehrere Stockwerke durchlaufen, für die oberste Schachtmündung Gebrauch machen. In diesen Fällen ist die Verschlussklappe durch ein Gitter einzufriedigen, das unbefugten Zutritt absperrt.

Die Schachtthüren dürfen niemals nach dem Schachtinneren aufschlagen und sollen bei undurchsichtigen Verkleidungen die Warnungsaufschrift „Fahrstuhl“ oder „Aufzug“ tragen. Sogenannte feuersichere Schächte verlangen auch feuersichere, verschliessbare Türen, die mit Vortheil aus Wellblech hergestellt werden, um ihren Rahmen gut zu versteifen, der sonst bei eisernen Türen wenigstens sehr kräftig zu halten und diagonal zu verstreben ist, damit er nicht durchhängt und sich nicht bei der meist rohen Behandlung verbiegt.

Verschliessbare Schachtthüren sind ferner ganz allgemein für Personenaufzüge und an allen Orten nöthig, wo das Arbeiterpersonal, das den Fahrstuhl benutzt, wechselt, oder wo fremde Personen unbewachten Zutritt haben.

Ist ein besonderer Fahrstuhlwärter vorhanden, so übernimmt dieser mit der Bedienung des Aufzuges meist auch gleichzeitig das Öffnen und Schliessen der Thüren. Es genügt dann ein einfaches Schloss, zu dem nur der Wärter den Schlüssel hat, um die Anlage zu sichern. Wird die Benutzung des Fahrstuhles dagegen verschiedenen Personen gestattet, so erscheinen mechanische Schutzvorkehrungen nothwendig, die folgende Bedingungen zu erfüllen haben:

1. Der Fahrschachtverschluss darf sich nur öffnen lassen, wenn der Fahrstuhl hinter dem Zugang zum Stillstand gelangt ist, oder bei elektrischen Anlagen wenigstens durch Öffnen der Thür beim Durchfahren sofort zum Stillstand gebracht wird.

2. Durch Öffnen des Fahrschachtverschlusses ist gleichzeitig der Aufzugsbetrieb zu sperren, um das Ingangsetzen von einem anderen Stockwerk aus zu verhindern und Arbeiter beim Beladen oder Entladen der Förderschale oder Personen, die gerade im Begriff sind, die Fahrzelle zu betreten oder zu verlassen, nicht zu gefährden.

3. Der Aufzug darf erst wieder durch den Abschluss des Fahrschachtes betriebsfähig werden.

Für die erste Bedingung werden meist doppelte Thürverschlüsse angewendet, ein Schnappriegel, der beim Eintreffen des Fahrstuhles in jedem einzelnen Stockwerk durch eine Anlaufschiene erfasst und selbstthätig ausgelöst wird und durch Federdruck oder Eigengewicht selbstthätig wieder einspringt, sobald der Stuhl weiterläuft, und ein zweiter von Hand verstellbarer Riegel, dessen Beweglichkeit von der Fahrunterbrechung, also im allgemeinen vom Einstellen der Steuerung auf Halt abhängig ist. Für elektrische Anlagen genügt ein vom Fahrstuhl bethätigter Riegel im Innern des Schachtes in Verbindung mit elektrischen Thürkontakten, welche beim Öffnen der Thür den Betriebsstrom des Motors ordnungsgemäss unterbrechen.

Die zweite Forderung wird dadurch erfüllt, dass man den Fahrstuhl oder die Steuerung durch Öffnen des Schachtverschlusses festriegelt. Damit geschieht gleichzeitig auch der dritten Bedingung Genüge, weil der Aufzug unter solchen Umständen erst wieder in Gang gesetzt werden kann, nachdem der Schachtabschluss hergestellt ist. Bei den elektrischen Anlagen mit Thürkontakten ist die Betriebsfähigkeit selbstverständlich unmittelbar vom Schluss aller Kontakte abhängig.

Von den zahlreichen, im Laufe der Jahre ausgebildeten mechanischen Schachtverschlüssen sollen, unter Hinweis auf die unten angeführte Quelle, in der sich weitere Angaben finden, hier nur einzelne wichtigere Beispiele beschrieben werden, welche die Ausführung der Grundgedanken klarlegen.\*) Die elektrischen Schachtsicherungen sind eingehend im zweiten Bande, im Kapitel Knopfsteuerungen, S. 387 u. f. beschrieben.

#### Sicherheitschloss für Handaufzüge von Th. Lissmann (Gebr. Flohr).

D.R.P. 38595.

Der Fahrschachtverschluss, Fig. 359 bis 363, S. 410, wird durch eine Thür  $t$  mit wagerecht davorliegendem Schlagbaumhebel  $h$  gebildet, dessen kurze Drehachse  $w$  innerhalb des Schachtes einen hakenförmig gebogenen, doppelarmigen Sperrhebel  $s$  trägt. Auf der gusseisernen Wandplatte für die einzelnen Schlosstheile wird der Riegel  $r$  durch eine kräftige Feder  $f$  hinter das Hakenende des Sperrhebels gedrängt und gestattet den Schlagbaum erst zurückzudrehen, wenn der Fahrstuhl beim Eintreffen im Stockwerk mit seinen Anlaufschienen die Schubrolle  $a$  des Riegels zurückzieht. Beim Zu-

\*) Die Aufsätze des Verfassers in der Zeitschr. d. V. d. Ing. 1888. S. 155, 176, 199, 234; ferner ebenda 1890, S. 696 und 700 liefern eine Reihe weiterer Beispiele.

rückschlagen des Hebels  $h$  erfasst der Sperrhebel  $s$  mit seinem unteren geschlitzten Arm, Fig. 361, den in einer kräftigen Hülse in der Schloss-

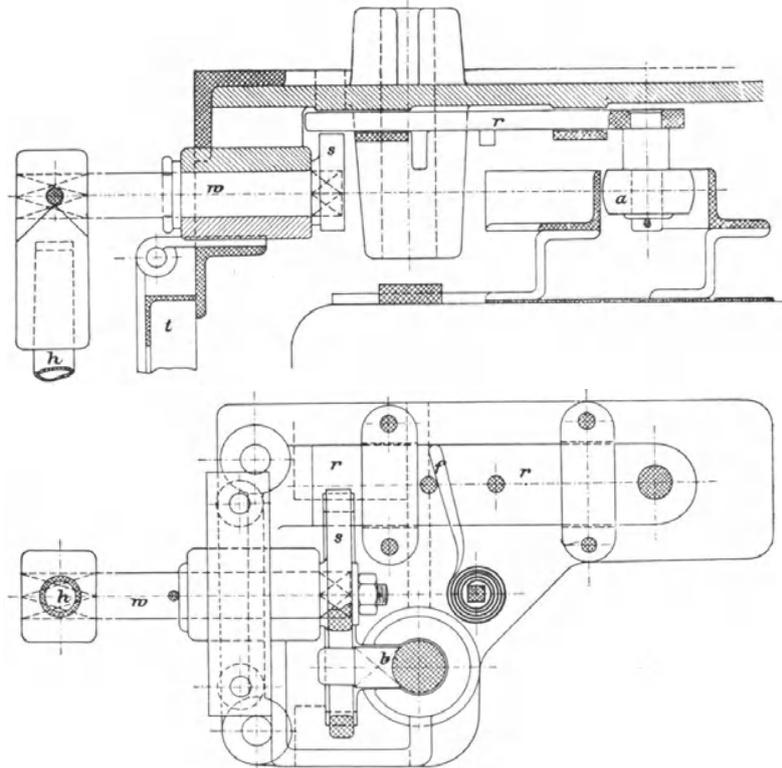


Fig. 359 u. 360. 1:5.

platte gelagerten Bolzen  $b$  an einem seitlich vorspringenden Zapfen und schiebt ihn als Riegel in einen gegenüberliegenden Schlitz der Fahrstuhl-

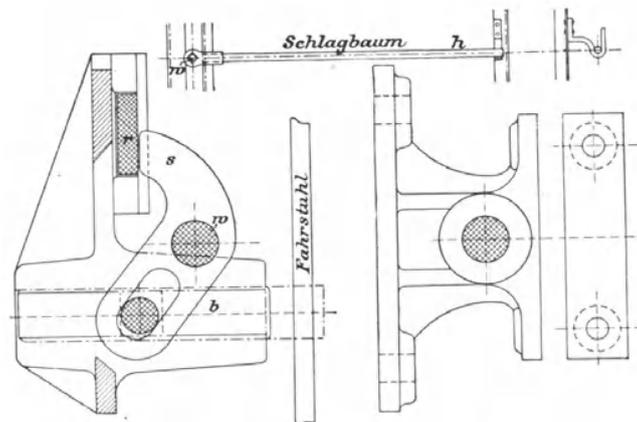


Fig. 361.

Fig. 363. 1:5.

Fig. 362.

wand, kuppelt also den Fahrstuhl fest und sichert die Arbeiter gegen zufällige Versuche, den Aufzug von einem anderen Stockwerk aus in Betrieb zu setzen. Die Kupplung verhindert gleichzeitig störendes Niedersinken der Förderschale und die Gefahr des Absturzes beim Beladen.

Die Möglichkeit, den Schlagbaum während des Betriebes unberufener Weise in dem Augenblick der vorübergehenden, selbstthätigen Riegelauflösung beim Eintreffen des Fahrstuhls in den Zwischenstockwerken zurückzuklappen, veranlasst bei den geringen Fördergeschwindigkeiten des Handbetriebes keine Bedenken, da auch in diesem Fall keine Thür geöffnet werden kann, ohne den dahinter stehenden Fahrstuhl durch Verschieben des Riegelbolzens *b* festzuhalten. Für Aufzüge mit grösseren Fördergeschwindigkeiten verbietet sich die Anordnung von selbst, wegen der Gefahr von Brüchen durch den Fangstoss.

**Sicherheitschloss für Aufzüge mit Elementarkraftbetrieb von Th. Lissmann (Gebr. Flohr).**

D.R.P. 37 194.

Die Schlosseinrichtung, Fig. 364, gleicht der vorstehenden Konstruktion in bezug auf die Sperrung des Thüerschlagbaumes durch die Scheibe *s* mittelst eines dahinter liegenden Riegels *r*, der den Hebel erst zurückzuschlagen gestattet, wenn der Fahrstuhl mit seiner dachförmigen Anlaufschiene den Riegel so weit vorschiebt, dass die Sperrscheibe sich frei durch den Riegelausschnitt oder bei neueren Ausführungen hinter dem ausgewichenen Riegel bewegen kann. Zu den weiteren Sicherheitsvorkehrungen ist eine geschickte Verbindung zwischen dem Riegelwerk und dem Steuergestänge be-

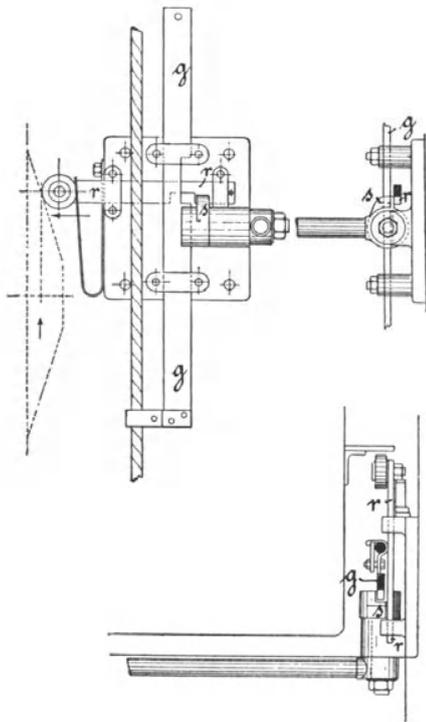


Fig. 364.

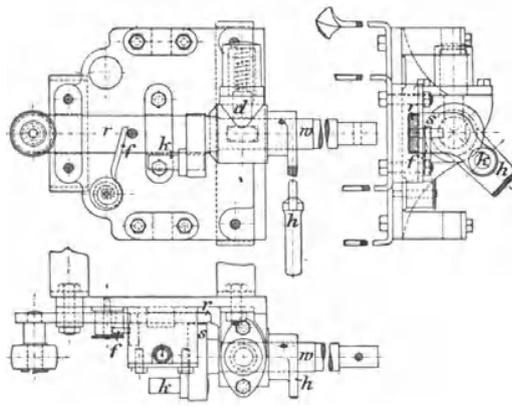


Fig. 365 bis 367. 1:10.

nutzt, in der Weise, dass, solange die Steuerung auf Fahrt steht, und der Schlagbaum vor der Thür wagerecht liegt, das Steuergestänge mit einer Schiene *g* in einen Querschnitt des inneren Schlagbaumwellenkopfes eingreift und das Öffnen des Thürverschlusses hindert, wenn der Fahrstuhl beim Durchlaufen des Stockwerks den Hauptriegel *r* vorübergehend auslöst. Wird aber in diesem Augenblick die Steuerung zum Anhalten in die Mittellage gezogen, so tritt der Schienenausschnitt vor den Wellenkopf und gestattet das Öffnen des Schlagbaumes. Die Drehung des Wellenkopfes um  $90^{\circ}$  hat andererseits die Folge, dass sich der Querschlitz senkrecht zur Schiene *g* einstellt und die Steuerung durch den eingreifenden Wellenkopf in der Ruhelage verriegelt.

Das Schloss erfüllt die S. 409 aufgestellten drei Grundforderungen. In

den Ausführungen wählt Flohr zum Theil die Abänderung, dass er in den einzelnen Stockwerken nur das Hauptschloss, Fig. 365 bis 367, anbringt und die Verriegelung des Steuergestänges für alle gemeinsam in den Schachtkopf verlegt. Zu dem Zweck lagert er dem im Schachtkopf, Fig. 8 und 9, Taf. 16, in den Steuerzug eingeschalteten Schienenstück *g* gegenüber eine besondere, kurze Welle mit Stellkurbel und geschlitztem Kopf, während alle Schlagbaumwellen, statt der geschlitzten inneren Köpfe, mit Kurbeln *k* von gleicher Armlänge ausgerüstet werden. Ein senkrecht von der oberen Wellenkurbel an einer Schubstange herabhängendes Gasrohr *l* legt sich mit einzelnen Knaggen auf die Kurbelzapfen der Schlagbaumwellen und verstellt die obere Riegelwelle des Steuergestänges um  $90^{\circ}$ , sobald in irgend einem Stockwerk der Thürschlagbaum geöffnet wird. Der Gesamtmeechanismus wirkt also auch hier ganz in der vorher beschriebenen Weise. Der Schlagbaum sitzt auf dem Kopf der Welle *w*, Fig. 365 bis 367, S. 411, und kann auch vom Schacht aus durch den um  $45^{\circ}$  gegen ihn versetzten Handhebel *h*, auf- oder niedergeschlagen werden. Der Druckschnepper *d*, Fig. 365, sichert den Schlagbaum in senkrechter Stellung gegen zufälliges Niederfallen.

Das Sicherheitschloss unterstützt, wie alle ähnlichen Ausführungen, Verbote, den Aufzug zum Fahren von Personen zu benutzen, sehr wirksam, weil der Fahrstuhl, wenigstens ohne Mithilfe aussen stehender Personen, weder in Gang gesetzt, noch in einem anderen Stockwerk wieder verlassen werden kann, so lange sich der Hauptthürverschluss nur von aussen handhaben lässt.

Für Personenaufzüge sind die Sicherheitschlösser, wie vorstehend angegeben, noch mit einem zweiten Handhebel zum Drehen der Schlagbaumwelle im Innern des Fahrschachtes auszurüsten, um dem Fahrstuhlwärter, der mitzufahren pflegt, das Öffnen des Schachtverschlusses am Ziel zu ermöglichen.

Bezüglich der vorstehenden, sowie ähnlicher Ausführungen ist zu bemerken, dass die Forderung, den Fahrstuhl genau in der Stockwerkhöhe anzuhalten, um das richtige Zusammenwirken der voneinander abhängigen Sicherheitsvorkehrungen zu ermöglichen, vor allem bei Aufzügen mit Riemen — oder elektrischem Betrieb — schwer zu erfüllen ist und ganz besonders, wenn der Stand des Fahrstuhles durch undurchsichtige Schachtverkleidungen dem Blick des aussen stehenden Arbeiters entzogen bleibt. Die Abhilfe, die Ausrückbahn der Anlaufschienen mindestens 200 bis 300 mm lang zu wählen, um die innere Verriegelung ausgelöst zu halten, wenn der Stuhl auch nicht genau in der Fussbodenhöhe stehen bleibt, gestattet zwar gleichzeitig in solchen Fällen wenigstens das Öffnen der Thür, wird aber mit fehlerhaftem Fahrstuhlstand erkaufte. Wenn die Schachtwände nur vergittert sind, kann der Arbeiter den Fahrstuhl durch vorsichtiges Nachsteuern genau in die richtige Höhe bringen. Bei gemauerten Schächten ist er ausschliesslich auf die Angaben eines mit der Aufzugmaschine verbundenen Zeigerwerkes angewiesen, das, abgesehen von häufigen Fehlerquellen, schon durch den stark verjüngten Massstab der Förderskala den Fahrstuhl nur angenähert beurtheilen lässt. Hier überblickt man erst beim Öffnen der Thür den wahren Fahrstuhlstand und kann störende Ungenauigkeiten durch Umsteuern nur beseitigen, nachdem man die Thür aufs neue geschlossen hat, wobei also die Wirkung der versuchten Abhilfe wieder dem unmittelbaren Einblick entzogen wird. Werden hierbei gröbere Fehler begangen, so liegt die Gefahr nahe, dass der Arbeiter, in dem Glauben, der Fahrstuhl stehe richtig, mit Gewalt die äussere Verriegelung auszulösen sucht, während die innere das Riegelwerk festhält. Lästige Betriebsverzögerungen und Reparaturen bleiben nur aus, wenn man geübtes Fahrstuhlpersonal zur Verfügung hat, das mit ausreichendem Verständniss die Eigen-

thümlichkeiten der Sicherheitsvorkehrungen zu beurtheilen versteht und mit der Anlage genau vertraut ist.

Dies ist einer der Gründe, die bei Sicherheitschlössern der vorstehenden Art für die Anlage von durchbrochenen Schachtwänden sprechen, wenn der Aufzug gesteuert werden soll.

In allen Fällen wird man ferner gut thun, die Schlossteile kräftig zu bemessen. Flohr verwendet z. B. Riegel von  $50 \times 12$  mm Querschnitt. Handgriffe an Hebeln, die aus anderen Gründen lang ausfallen, sind nicht zu weit von den Drehachsen anzubringen, um wenigstens die Schlossteile u. s. f. vor gewaltsamen Zerstörungen zu schützen, wenn ungeschickte Arbeiter die Verriegelung zu falschen Zeiten zu öffnen versuchen. In dieser Hinsicht ist deshalb u. a. eine unmittelbare Benutzung des Thürflügels als Hebel bedenklich und kann leicht dazu führen, die Thür selbst zu verbiegen.

Bei Flügelthüren hat man Vorkehrungen zu treffen, dass beide Flügel zwangsweise zugeschlagen werden müssen, bevor die Steuerung wieder frei gegeben wird.

Legt man im Schacht an zwei gegenüberliegenden Seiten Thüren an, so kann man die Riegel leicht durch ein gemeinsames Schubgestänge kuppeln; da aber die aufgeriegelten Thüren die Neigung haben, sich zu öffnen und von Hand angedrückt werden müssen, damit die Riegel richtig fassen, empfiehlt es sich, in solchen Fällen noch besondere gewöhnliche Handriegel anzuordnen, die jedesmal nur auf der Arbeitseite geöffnet werden, um die nicht benutzte Thür sicher in der Schlusslage zu halten. Für Flügelthüren leisten Pasquillschlösser in Verbindung mit mechanischer Verriegelung, gute Dienste.

#### Sicherheitsverschlüsse von Unruh & Liebig für Personenaufzüge.

D.R.P. 99743.

Unruh & Liebig bauen die Sicherheitsverschlüsse für Personenaufzüge nach Fig. 368 u. 369, S. 414, derart, dass zunächst die äussere Schachthür *t* geschlossen werden muss, bevor die Schiebethür *s* der Fahrzelle zugeschoben wird. Erst durch Schliessen der Schiebethür mittelst des Pasquillschlusses wird das bis dahin von dem belasteten Klemmhebel *v* festgehaltene Steuerseil für die Fahrt freigegeben, und der Aufzug lässt sich überhaupt lediglich vom Inneren der Fahrzelle aus in Betrieb setzen. Schliesslich ist auch noch die Bedingung erfüllt, dass die Verschlüsse nur geöffnet werden können, wenn die Fahrzelle sich vor einer Schachthür in Ruhe befindet.

Für den Zwangschluss der äusseren Schachthür ist im Schachteingang an der Seitenfläche der Mauer oben ein wagerechter Riegel *r* eingebaut, der durch Federdruck selbstthätig in den Schacht vorgedrängt und erst durch den Winkelanschlag *a* mittelst eines kleinen doppelarmigen Hebels beim Schliessen der äusseren Thür zurückgezogen wird. Die Schachthür muss fest geschlossen sein, um den Sperrriegel *r* in seiner Lage zu halten, der sonst in den Bereich des fest mit der Fahrzellenthür *s* verbundenen Schutzbügels *b* tritt und das Zuschieben von *s* hindert.

Das Klemmschloss des Steuerseiles besteht aus einem unter dem Fahrstuhlboden gelagerten Gewichtshebel *v*, der mit einem kurzen, als Klemmklaue ausgebildeten Winkelarm das Seil gegen ein passendes Widerlager auf der Schlossplatte fest anpresst, bis der senkrechte Riegel des Pasquillschlusses mittelst des Kurbelgriffes *k* abwärts bewegt wird und in der Thürschlusslage auf die darunter befindliche Schubstange des Hebels *v* trifft, um den Klemmhebel zu lüften. Etwaiges Öffnen des Pasquillschlusses während der Fahrt setzt sofort den Klemmhebel wieder in Thätigkeit und stellt

Fig. 308.

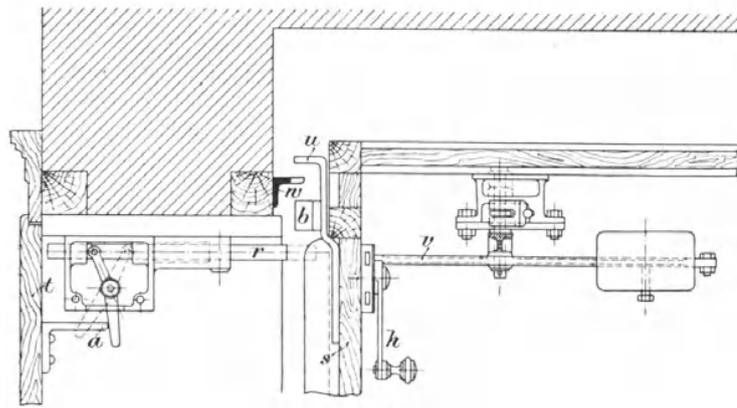
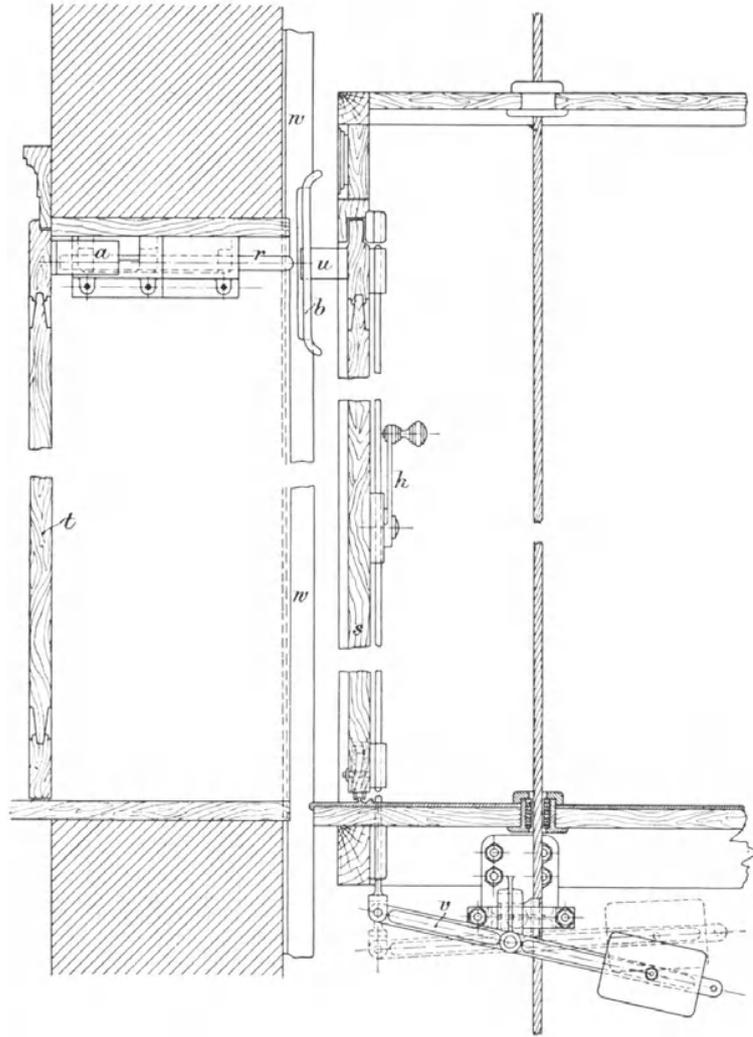


Fig. 369.

den Aufzugbetrieb durch Kupplung der im Lauf befindlichen Fahrzelle mit dem Steuerzuge selbstthätig ab.

Die Abhängigkeit des Öffnens der Fahrzellenthür von dem Stillstand des Aufzuges vor einem Zugang ist dadurch erreicht, dass eine durch die ganze Schachtlänge laufende Winkeleisenschiene nur in der oberen Höhe der Schachthüren mit Ausschnitten versehen ist, die blos in der regelrechten Anhalthöhe des Fahrstuhles dem gemeinsam mit dem Schutzbügel *b* an der Schiebethür befestigten Winkelhaken *u* den Durchtritt zum Zurückziehen derselben gestatten.

In der Regel schliessen Unruh & Liebig die Schachthüren nur von innen ab, so dass sie sich von aussen gar nicht öffnen lassen, weil nach aussen kein Schlüsselloch durchgeht.

**Schachtverschluss mit zweitheiligen, senkrecht beweglichen Schiebethüren von Hahn in Firma Haushahn-Stuttgart.**

Für den Lastverkehr in Speichern, Magazinen und Fabriken bieten Flügelthüren die Unbequemlichkeit, dass der Raum zum Aufschlagen der Thüren freigehalten werden muss, und dass die Thüren selbst sehr kräftig gebaut werden müssen, um bei ihrer häufigen Benutzung dauernd ihre richtige Form zu behalten. Unter der rohen Behandlung leiden die Schlösser meist nach kurzer Zeit, und der grosse Hebelarm, den der Thürflügel bildet, führt, wie bereits hervorgehoben ist, nicht selten Verbiegungen und Brüche in Verriegelungen des Steuerzuges herbei, wenn bei Sicherheitsverschlüssen der Versuch gemacht wird, die Thür zu öffnen, während der Fahrstuhl noch nicht im Stockwerk steht oder nicht genügend genau eingefahren ist.

Unter diesen Verhältnissen verdienen die Schiebethüren mehr Beachtung, als sie bisher gefunden haben. Die Ausführung eines solchen Schachtverschlusses in der Fabrik von Löflund zu Stuttgart durch die Maschinenfabrik Haushahn veranschaulichen die Textfiguren 370 bis 376. Jede Schiebethüre besteht aus zwei Hälften mit wagerechter Trennungsfuge, Fig. 370, die aus einfachen Blechplatten, mit Winkeleisenversteifung

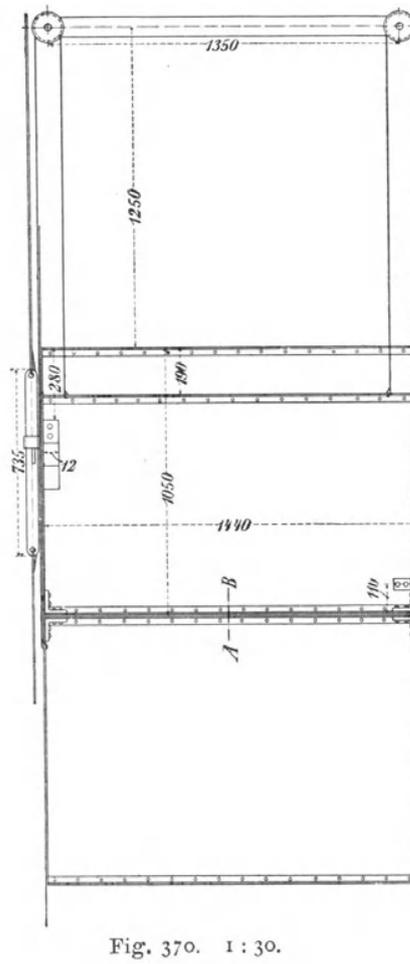


Fig. 370. 1 : 30.

Fig. 371.

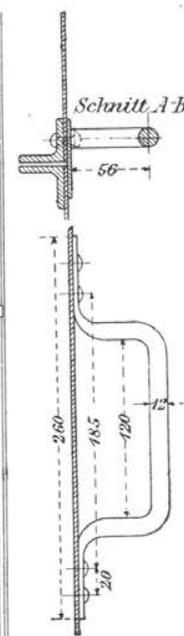


Fig. 372.

1 : 5.

für die Ränder, die ganze Breite des Schachtzuganges abschliessen und seitlich in senkrechten schwachen  $\square$ -Eisen geführt werden. Das Eigengewicht der beiden Platten wird durch zwei Tragselle ausgeglichen, die über hochliegende Leitrollen geführt, mit ihren Enden einerseits an der oberen Platte, andererseits an der unteren befestigt sind, so dass selbst bei grossen Schachthüren ein geringer Kraftaufwand genügt, um durch den dicht über der Schnittfuge an der oberen Platte angebrachten Griff, Fig. 371 und 372, S. 415, die Öffnung frei zu legen, indem sich durch die Aufhängung an den gemeinsamen Tragsellen gleichzeitig die obere Hälfte hebt und die untere bis auf den Fussboden niedersenkt.

Den Bedingungen der Verriegelung des Steuerzuges bei offenem Schacht und der Schlusslage für die Schiebethüren während der Fahrt ist in folgender Weise genügt.

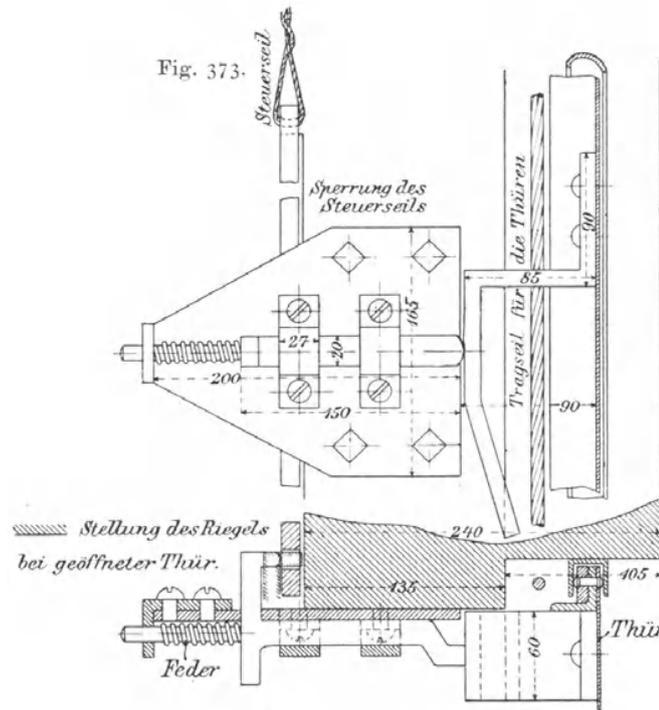


Fig. 374. 1:5.

Seitlich an der inneren Laibung der Schachtzugänge ist ein wagerecht verschiebbarer Riegel von hakenförmiger Gestalt gelagert, Fig. 373 und 374, der mit seinem Fuss in die Bahn einer winkligen Leitschiene hineinragt, die auf der Innenseite der oberen Schiebethürplatte angenietet ist, wie Fig. 373 darstellt. Beim Schliessen der Thür drängt die ansteigende Fläche der Leitschiene den Riegel zurück und zieht dadurch eine Hakennase aus der schlitzförmigen Durchbrechung einer in den Steuerzug eingeschalteten Flacheisenschiene heraus, so dass der Steuerzug ungehindert benutzt werden kann. Zieht man die Steuerung zum Anhalten des Aufzuges in die Mittel- lage und öffnet eine der Thüren, so wird der Riegel durch seine Widerlagfeder nach vorn gedrängt und sperrt die Steuerung, indem er mit seiner Kopfnase in den gegenüberstehenden Schlitz der Verriegelungsschiene des Steuerzuges einspringt.

Um das Öffnen der Schachthüren während des Förderbetriebes zu verhindern, ist gegen die Innenfläche der oberen Schiebethürplatte eine waga-

recht vorspringende Sperrschiene angenietet, Fig. 375 und 376, über die sich bei geschlossener Thür ein zweiter, an der inneren Laibung des Schachtzuganges angebrachter Riegel sperrend vorlegt. Dieser wird erst beim Eintreffen des Fahrstuhles durch eine dachförmige, am Förderkorb angebrachte Leitschiene zurückgeschoben, sobald sie auf den seitlich in den Riegel eingienieteten Stift einwirkt. Die Anordnung lässt sich auch so treffen, dass sich der Sperrriegel drehend oder geradlinig über die Oberkante der oberen Schiebthürhälfte legt.

Der Sicherheitsverschluss lässt die Möglichkeit offen, den Schachtzugang während des Aufzugsbetriebes freizulegen, wenn man die Thüren gerade in dem Augenblick aufschließt, wo die Förderschale, ohne anzuhalten, den inneren Riegel beim Durchfahren des Stockwerkes vorübergehend zurückzieht.

Fig. 375. 1:5.

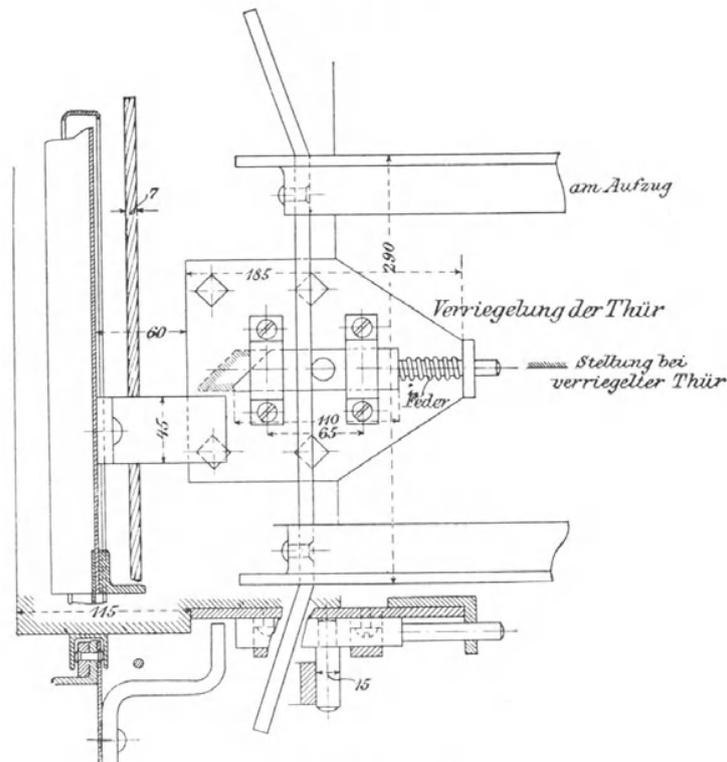


Fig. 376. 1:5.

Will man sich hiergegen schützen, so kann man eine dritte Verriegelung einbauen, die vom Steuerzuge bethätigt wird, und durch eine Führungskurve an den Sperrschienen der Steuerung oder auf andere Art den Thürschluss sichert, sobald der Zug zum Auf- oder Abwärtsfahren aus seiner Mittellage nach oben oder nach unten bewegt wird, während die Mittellage der Steuerung diesen Verschlussriegel auslöst. Bei elektrisch betriebenen Aufzügen vereinfacht sich auch hier die ganze mechanische Schutzvorkehrung auf einen vom Fahrstuhl selbst bei der Durchfahrt ausgelösten Innenriegel, wenn man im übrigen durch Thürkontakte dafür sorgt, dass ein noch in der Fahrt begriffener Förderkorb beim Öffnen der Thür durch Unterbrechen des Betriebstromes sofort hinter der Thür zum Stillstand gelangt.

**Magnetische Steuerverriegelung mit elektrischem Hilfstrom für beliebige Aufzuganlagen von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Berlin.**

Figur 377 und 378 veranschaulichen eine magnetische Verriegelung des Steuerzuges bei offenen Schachthüren mit Benutzung eines selbstständigen Stromkreises, der die Sicherheitsvorkehrung auch für hydraulische und Transmissionsaufzüge anwendbar macht und für vollständige elektrische Anlagen die Verwendung gewöhnlicher Aufzuganlasser zulässt, während die an sich in der Gesamtwirkung vollkommenere Anordnung einer Nebenschlussabzweigung für den Thürstrom vom Motorstromkreis mit selbstthätiger

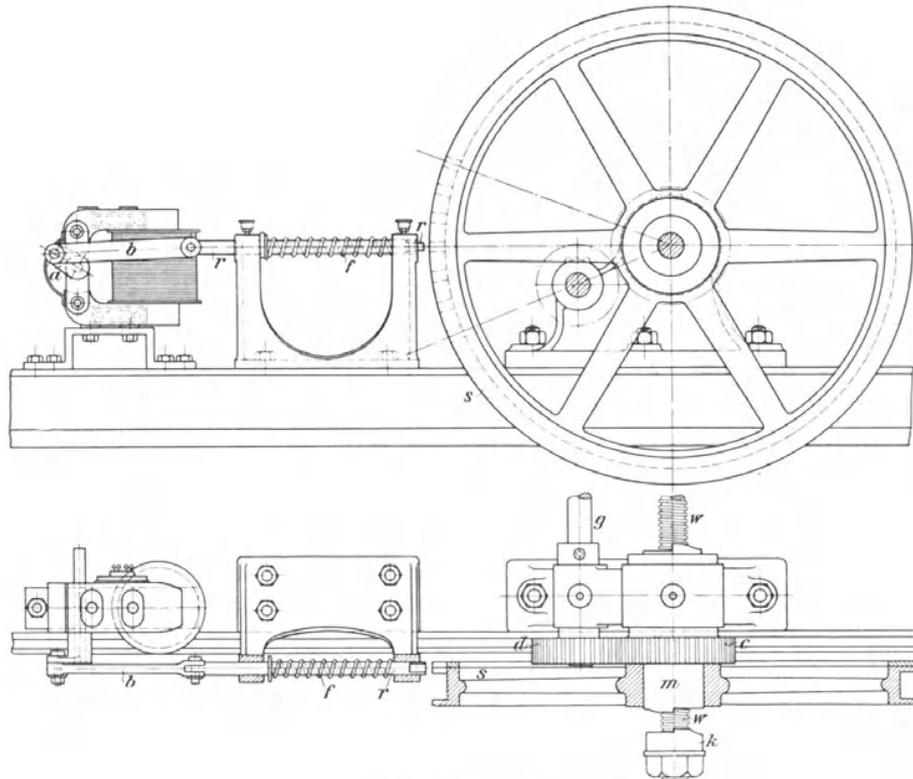


Fig. 377 u. 378.

Betriebsunterbrechung bei offenen Schachthüren besondere Hilfsvorkehrungen verlangt, welche das ganze Steuerwerk beim Öffnen des Stromkreises durch selbstthätiges Vorschalten der Anlasswiderstände in die regelrechte Abstelllage überführen. — Vergl. Kapitel „Knopfsteuerungen“, Bd. II, S. 387, u. f.

Die Einrichtung besteht aus einem Siemens'schen Bremsmagneten mit Drehanker — vergl. Fig. 163, S. 201, Bd. II — der im erregten Zustande durch seinen Kurbelarm *a* und die Lenkstange *b* die Riegelstange *r* unter Überwindung der Rückdruckfeder *f* gegen den Rand der Steuerscheibe *s* vorschiebt und in der Mittellage der Steuerung, also während der Betriebspausen die Riegelspitze in eine der Randkerben hineindrängt, um bei offener Schachthür den Aufzugbetrieb zu verhindern. Die Kerben sind auf dem Umfange innerhalb des toten Drehwinkels der Steuerung in grösserer Zahl vertheilt, damit die Verriegelung auch dann zuverlässig erfolgt, wenn der Steuerzug nicht genau bis in die Mittellage gezogen ist, um bei zufälligem Auftreffen des Riegels auf ein volles Randsegment zwischen zwei Kerben

das sofortige Einspringen herbeizuführen, wenn bei noch offener Thür der Versuch gemacht werden sollte, den Steuerzug in die Anlassstellung überzuführen.

Die Thürkontakte selbst sind umgekehrt wie bei den Ausführungen mit gemeinschaftlichem Stromkreis für Motor und Schachtsicherung in der Weise gebaut, dass sie sich durch Federwirkung zur Erregung des Magneten erst selbstthätig schliessen, sobald die Thür geöffnet wird, dagegen durch Schliessen der Thür auseinander gedrängt werden, um die Magneterregung aufzuheben und den Riegel  $r$  durch seine Druckfeder  $f$  zum Freigeben der Steuerung wieder selbstthätig zurückweichen zu lassen. Hierdurch wird der Stromverbrauch auf die kurzen Zeiten beschränkt, in denen Schachthüren zum Ein- oder Aussteigen geöffnet sind, während der Stromkreis für den Fahrbetrieb und die eigentlichen Betriebspausen ausgeschaltet bleibt.

Die übliche, innere Verriegelung der Schachthüren mit selbstthätiger, vorübergehender Auslösung durch den eintreffenden Fahrstuhl bietet auch hier im allgemeinen einen ausreichenden Schutz gegen unbefugtes Öffnen der Schachtverschlüsse. Die einzige Möglichkeit eines Unfugs, den Augenblick des Durchfahrens zum Öffnen zu benutzen, wenn die Fahrzelle nicht im Stockwerk anhält, kann bei Führerbegleitung und durchsichtigen Gitterschachthüren nicht wohl unbemerkt bleiben, so dass dann durch sofortige Betriebsunterbrechung seitens des Führers der nöthige Schutz geboten ist. Für andere Anlagen ist weitergehenden Forderungen entweder durch eine zweite mechanische, von der Steuerlage abhängige Thürverriegelung oder bei vollständigen elektrischen Aufzügen durch das selbstthätige Abstellen des Motors beim Öffnen von Thüren zu genügen.

Die Zeichnung enthält im übrigen noch einige Andeutungen des selbstthätigen, mechanischen Abstellwerkes für die Endgrenzen des Fahrstuhlweges. Abweichend von sonstigen Ausführungen schraubt sich hier die Schaltspindel  $w$  in der drehbar gelagerten Doppelklauenmuffe  $m$ , auf der die Steuerscheibe mit dem Stirnrade  $c$  aufgekeilt ist, während des Betriebes, je nach der Fahrriichtung, hin und her, bis die Endabstellklaue  $k$  oder die andere, in der Figur nicht mehr gezeichnete, ebenfalls auf  $w$  festgeklemmte Gegenklaue für die andere Fahrgrenze sich mit  $m$  kuppelt und die Steuerscheibe selbstthätig in die Abstelllage zurückdreht. Hierbei nimmt die Welle  $g$  durch den Stirnrädereingriff  $cd$  an der Drehung theil und verstellt die eigentlichen Steuerorgane, bei hydraulischen Anlagen den Schieber, bei elektrischen oder Aufzügen mit Riemenbetrieb den Schalthebel oder die Riemengabel und das Bremswerk. Der Antrieb von  $w$  erfolgt bei elektrisch betriebenen Aufzügen von der Motorwelle der Winde aus, im vorliegenden Fall durch ein Wurmgetriebe, dessen Schneckenrad mit Feder und Nuth auf der glatten Verlängerung von  $w$  aufgesetzt, selbst aber in einem Trog unverschiebbar gelagert, die Schaltwelle  $w$  während der Drehung linear durch ihre Nabe hin und hergleiten lässt. — Vergl. auch Fig. 414, S. 464.

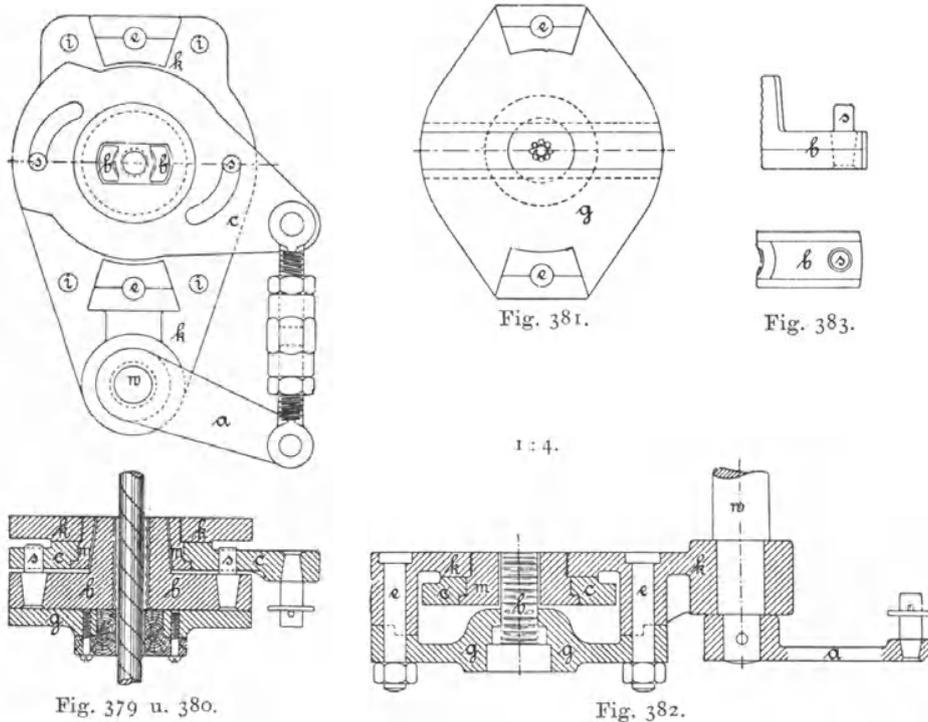
#### **Stockwerkeinstellung in Verbindung mit Schachtverschlüssen.**

##### **Flohr'sche Schachtverriegelung in Verbindung mit einem Klemmschloss zum selbstthätigen Anhalten von Fahrstühlen.**

D. R. P. 49003.

Die Schwierigkeit, Aufzüge mit Sicherheitschlossern bei undurchsichtiger Schachtverkleidung rechtzeitig zum Stillstand zu bringen, hat E. Becker in Berlin veranlasst, gleichzeitig mit den Sicherheitschlossern in den einzelnen Stockwerken Stoppvorrichtungen anzubringen, die zu einem beliebigen Zeitpunkt, vor Eintreffen des Fahrstuhls, von dem im Stockwerk anwesenden Arbeiter durch einen einfachen Handgriff in Bereitschaft gesetzt werden,

um den einfahrenden Stuhl rechtzeitig selbstthätig anzuhalten. \*) Unter den verschiedenen Lösungen, welche die Aufgabe inzwischen auch von anderer Seite gefunden hat, zeichnet sich die nachfolgende von C. Flohr, in Berlin, durch verhältnissmässig grosse Einfachheit aus. Flohr hält die Fahrschachtthür durch einen verdeckt angebrachten Schnepperriegel *r*, Fig. 3, Taf. 16, geschlossen, dessen Schubstange *t* durch die Anlaufschiene *g* des einfahrenden Förderkorbes ausgelöst wird. Der Hebel *h* bildet die zweite Verriegelung und sichert den Thürverschluss, wenn der Fahrstuhl, ohne anzuhalten, durch das Stockwerk weiter läuft. Der Thüersperrhebel wird gleichzeitig benutzt, um die Stoppvorrichtung für das Stockwerk einzurücken, und kann zu diesem Zweck jederzeit zurückgeschlagen werden, weil der eintreffende Fahrstuhl bei der selbstthätigen Auslösung des



Schnepperriegels, durch den schon vorher geöffneten Sperrhebel *h* angehalten wird, und die gleichzeitige Beseitigung beider Abschlussriegel daher stets mit dem Anhalten des Fahrstuhls hinter der vollständig aufgeriegelten Thür zusammenfällt.

Die Stoppvorrichtung besteht aus einem Klemmschloss *c* unter dem Fahrstuhlboden, Fig. 2, Taf. 16, zum Kuppeln des Steuerseiles mit dem Fahrstuhl, das nach den vorangestellten Andeutungen beim Einführen des Förderkorbes in das Stockwerk durch den senkrecht stehenden Thüersperrhebel bethätigt wird. Die Einzelheiten des Klemmschlusses sind in den Textfiguren 379 bis 383, dargestellt.

Der Schluss der Klemmbacken *b*, Fig. 379 u. f., die das Förderseiltrum während der freien Fahrt mit Spielraum umfassen, erfolgt durch Drehen einer am Förderkorbgerüst gelagerten Welle *w*, Fig. 1 bis 3, Taf. 16. Die

\*) Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888. S. 178. Vergl. auch die Konstruktion der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft für denselben Zweck, ebenda S. 199.

Welle  $w$  trägt an zwei wagerechten Kurbelarmen  $a_1, a_2$  eine aus Gasrohr hergestellte Anlaufschiene  $g$  mit zurückgekröpften Enden und kann hiermit beim Einfahren des Förderkorbes in den Bereich der Druckrolle des Streifhebels  $s$ , Fig. 3, Taf. 16, kommen, der im Innern des Fahrschachtes auf der Drehachse des Thüersperrhebels  $h$  sitzt. Bei senkrechter Hebelstellung reicht die Rolle in die Bahn der Anlaufschiene  $g$ . Sobald die Schiene von der ihr entgegengestellten Druckrolle zurückgedrängt wird, überträgt sich die Drehung der Welle  $w$  durch den unteren Kurbelarm  $a$ , Fig. 379, mittelst der genau auf Länge einstellbaren Schubstange auf die Platte  $c$ , und durch ihre excentrischen Führungsslitze auf die Schubzapfen  $s$  der Klemmbacken  $b$ , die nach der Mitte zusammengedrängt werden.

Das Schlossgehäuse besteht aus zwei gusseisernen Platten, der Kopfplatte  $k$ , mit vier Bolzenlöchern  $i$  zur Befestigung unter dem Fahrstuhlboden, die mittelst des eingeschraubten Hohlzapfens  $m$  die Spannscheibe  $c$  trägt, und aus der Bodenplatte  $g$ , die durch zwei Bolzen  $e$  mit der Kopfplatte verschraubt wird und die Klemmbacken  $b$  in prismatischen Schlittenführungen aufnimmt. Die vorzeitige Berührung zwischen den aufgerauhten Klemmbacken und dem Steuerseil wird durch eine vorgeschraubte Pockholzhülse mit engerem Spielraum verhütet und das Seil selbst an den Klemmstellen durch Umwickeln mit feinem Kupferdraht geschützt.

Für erneuten Betrieb muss die Steuerung losgekuppelt, d. h. der Sperrhebel  $h$  in seine wagerechte Lage zurückgeschlagen werden. Hierin liegt der Zwang, die Schachthür vor dem Umsteuern zu schliessen. Der Hebel  $h$  kann leicht so ausgeführt werden, dass er gleichzeitig als Vorreiber wirkt und das Einspringen des Schnepferriegels  $r$  durch festen Thürschluss sichert. Das Klemmschloss öffnet sich nach Beseitigung des äusseren Druckes durch die Spiralfeder, Fig. 1 u. 2, Taf. 16, welche um die Drehwelle  $w$  gewunden ist.

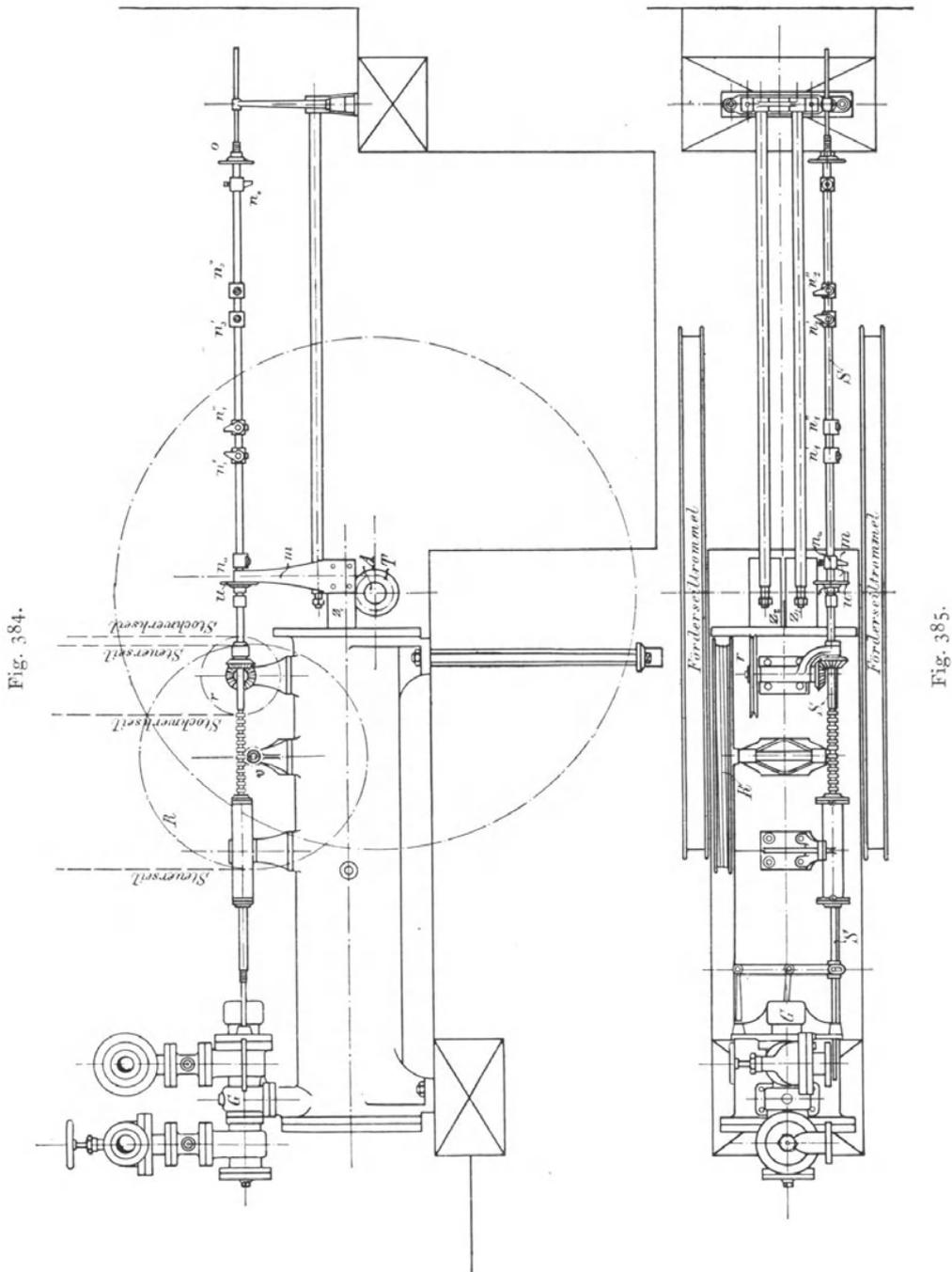
Durch die symmetrische Form und Lage der Anlaufschienenenden erfolgt die Kupplung des Steuerseiles mit der Förderschale sowohl bei der Auffahrt, wie bei der Niederfahrt, wenn sich der Stuhl noch in einem ganz bestimmten unveränderlichen Abstände vom Stockwerkfussboden befindet. Der vom Fahrstuhl mit der Steuerung gemeinsam zurückgelegte Weg ist abhängig von dem Ausschlag der Steuerung aus ihrer Mittellage im Augenblick des Kupplungschlusses. Hieraus folgt, dass bei der vorliegenden Konstruktion der Aufzug nur dann in der regelrechten Abschlusstellung zum Stillstand gelangt, wenn die Steuerung zum Einrücken des Betriebes stets um denselben Betrag verstellt wird, ohne, wie bei hydraulischen Aufzügen, je nach den Lastverhältnissen mehr oder minder gedrosselt zu werden.

Die Anwendbarkeit der Konstruktion beschränkt sich demnach auf Aufzüge mit Riemenbetrieb und auf elektrische mit einfacher Anlasssteuerung.

**Sicherheitsthürverschluss für Aufzüge mit Stockwerkeinstellung von L. Heckelmann in München, Vertreter von A. Stigler in Mailand.**

Heckelmann sperrt die Steuerung der Aufzugwinde durch den Hilfssteuerzug der Stockwerkeinstellung, indem er den Selbstabsteller der Maschine beim Anhalten des Fahrstuhls in einem Stockwerk zwischen den Anstossnocken der Steuerstange für dasselbe abfängt. Er trifft dabei die Anordnung so, dass sich der Betrieb erst wieder aufnehmen lässt, nachdem die Sperrung der Steuerstange durch Einstellen des Stockwerzuges auf das neue Fahrziel aufgehoben ist, und verriegelt diesen Zug durch das Aufgehen oder Offenbleiben einer Schachthür, um den Betrieb bei offener Thür zu verhindern.

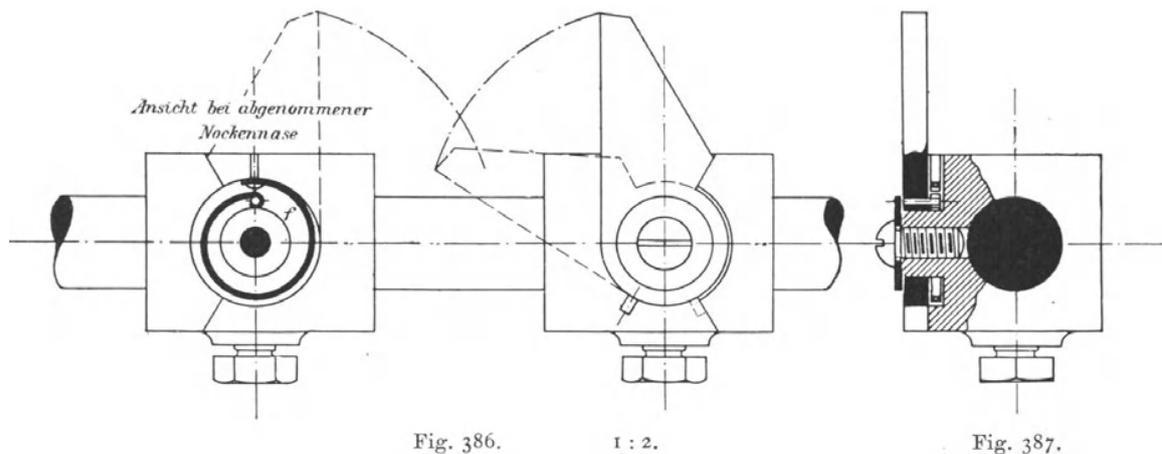
Die Ausführung ist für eine Stigler'sche hydraulische Aufzugmaschine in Fig. 384 und 385 schematisch skizzirt.



Der Treibkolben in dem liegenden, vorn offenen Cylinder schiebt unter dem Druck des hinten einströmenden Wassers ein Zahnstangenpaar  $z_1 z_2$  vor sich her, dessen abwärts gerichtete Zähne in zwei nur durch den Theil-

kreis  $T$  angedeutete Trieblinge auf der Seilscheibenachse  $A$  eingreifen und beim Vorlauf die Fahrzelle im Schacht aufwinden. Der Rücklauf erfolgt unter dem Überschuss der nicht ausgeglichenen Last, sobald man die Wasserfüllung aus dem Cylinder entweichen lässt.\*) An dem hin- und hergehenden Zahnstangenpaar ist der Abstellarm  $m$  befestigt, der an den Kolbenhubgrenzen für die oberste und unterste Aufzuglage mit den auf der Steuerstange  $S$  fest eingestellten Anschlagsscheiben  $o$  oder  $u$  zusammentrifft und sie vor sich her schiebt, bis das Arbeitsorgan der Steuerung — im vorliegenden Fall ein Kolbenschieber in dem Gehäuse  $G$  — in seine Mittellage zurückgeführt ist und den Betrieb abstellt.

Für die Zwischenstockwerke treten die Anschlagnocken  $n'_1 n''_1$  oder  $n'_2 n''_2$  u. s. f., je nach der Fahrrichtung und der vorherigen Einstellung auf die Bahn des Abstellarmes  $m$  in gleicher Weise in Thätigkeit. Zu jedem in entgegengesetzten Richtungen durchfahrenen Stockwerk gehören auch auf der Steuerstange zwei Nocken, die Stigler nach Fig. 386 und 387 mit umklappbaren Nasen ausführt und mit entgegengesetzter Klapprichtung so auf die Steuerstange aufsetzt, dass der Mitnehmer stets über den ersten ihm



entgegenstehenden Nocken fortgleitet und erst den zweiten mitschleppt.\*\*) Die Nocken eines Paares werden so dicht nebeneinander gesetzt, dass sich die vom vorübergleitenden Mitnehmer niedergedrückte Nase noch durch ihre Spiralfeder  $f$ , Fig. 386, frei wieder aufrichtet, wenn er mit dem zweiten Nocken zum Selbstabstellen der Steuerung im weiteren Lauf zusammentrifft. Die Nasen jedes Nockenpaares liegen in derselben, die verschiedener Paare in gegeneinander versetzten Ebenen, derart, dass der geradlinig wandernde Arm  $m$  stets nur mit einem bestimmten, durch vorherige Drehung der Steuerwelle in die Bahn des Armes eingestellten Paar zusammentreffen kann. Die Einstellung erfolgt von Hand durch das über Leitrollen geführte Stockwerkseil nach den Angaben des Zeigers und der zugehörigen Skala, Fig. 388, S. 424, und wird durch die Scheibe  $r$ , auf deren Umfang das Seil durch eine Schraube festgeklemmt ist, mittelst des kleinen Kegelräderpaares, Fig. 384 und 385, auf die Drehung der Steuerstange  $S$  übertragen.

Die Hauptsteuerseilrolle  $R$  wird nur zum Anlassen und Abstellen der

\*) Eine vollständige Zeichnung der Stigler'schen Maschine findet sich auf Taf. 91 und in den Textfiguren 605 u. 606, Bd. 2, S. 681.

\*\*) Die Nocken  $n_o$  und  $n_u$  vor den Grenzscheiben sind für gewöhnlich nicht vorhanden und hier von Heckelmann nur für die Kupplung der Steuerstange mit der Zwangverriegelung der Schachttüren eingefügt, wie aus dem Nachstehenden folgt.

Maschine von Hand in Thätigkeit gesetzt und steht zum Verschieben der Steuerstange durch ein kleines Ritzel  $v$  mit der ringförmigen Stangenverzahnung in Eingriff, die jede Drehung von  $S$  für die Stockwerkeinstellung ohne Rückwirkung auf den eigentlichen Steuerapparat zulässt.

Bei dieser auch sonst von Stigler vielfach benutzten Einrichtung schaltet Heckelmann, ausser den beiden Zusatznocken  $n_u$  und  $n_o$  für den zwangsweisen Fahrachttverschluss, in das Stockwerkseil ein durch die ganze Schachthöhe laufendes Gasrohrgestänge, Fig. 388, ein, das an beiden Enden durch ausreichend lange Vierkante in prismatischen Führungen gegen Drehen geschützt wird und hinter den oberen Schachttürangeln in jedem Stockwerk mit leiterförmig eingenieteten Rundstiften in etwa 25 mm Abstand ausgerüstet ist. Diesen gegenüber wird

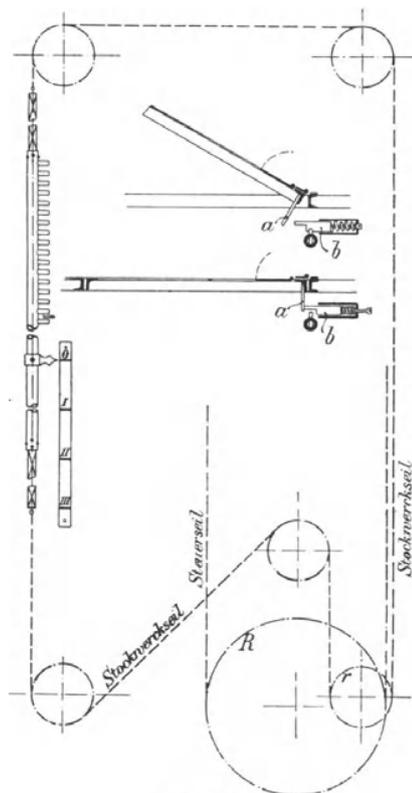


Fig. 388.

Diesen gegenüber wird an der Mauer in der Höhe der oberen Thürkanten in einem kleinen Gehäuse ein flacher Schubriegel  $b$  mit Federwiderlager angebracht, dessen vorstehende Zunge beim Schliessen der Thür mit einem Winkelanschlag  $a$  an derselben zusammentrifft und zurückgedrängt wird, beim Öffnen dagegen den Riegel frei zwischen die Sprossen des Gestänges einspringen lässt und dessen Bewegungsfähigkeit sperrt. Sollte der Riegel beim Öffnen der Thür, statt zwischen die Sprossen, gegen einen zufällig davorstehenden, einzelnen Rundstift springen, so erfolgt die vollständige Sperrung auch nachträglich noch vollkommen rechtzeitig und sofort, sobald der Versuch gemacht wird, den Stockwerkzug zu benutzen, ohne dessen Verstellung der regelrechte Betrieb nicht wieder aufgenommen werden kann.

Bei jedem selbstthätigen Anhalten des Aufzuges in Stockwerkhöhe befindet sich nämlich der Selbststellarm  $m$  zwischen zwei Nocken, die ihn nach rechts und links abstützen — in der gezeichneten Lage zwischen der Grenzscheibe  $u$  und dem Nocken  $n_u$  — und diese Sperrung muss erst durch

Drehen der Steuerwelle  $S$  beseitigt werden, bevor das Ansteuern der Maschine möglich ist. Hierfür bildet nach dem Vorstehenden das Schliessen der offenen Schachttüren die regelrechte Vorbedingung. Dieser Schutz geht aber freilich verloren, wenn man den Aufzug, statt ihn bis zur eingestellten Fahrgrenze durchlaufen zu lassen, gegen die Betriebsvorschriften in einem früheren Stockwerk von Hand anhält.

Die Heckelmann'sche Bauart bietet im übrigen den Vortheil, dass der Hauptsteuerzug durch die Schachtverriegelung gar nicht belastet wird, und dass weniger leicht Klemmungen bei ungenauem Anhalten auftreten. Unter diesen Verhältnissen kann der Hauptsteuerzug ohne jede störende Massenanhäufung ausgeführt und eine der lästigen Ursachen des Selbstumsteuerns bei Aufzügen mit Stockwerkeinstellung ferngehalten werden. Durch die Übersetzung zwischen dem Stockwerkseilrade  $r$  und den zugehörigen Kegelrädern lässt sich der Hub des Stockwerkzuges auch bei grosser Zahl von Schachttüren auf bequeme Länge beschränken.

Die Konstruktion lässt sich ferner auch auf Aufzugmaschinen mit ausschliesslichem Räder- oder Schneckentriebwerk und mit Drehsteuerung übertragen, sobald man nur eine Schraubenspindel mit wandernder Mutter für den Abstellarm  $m$  von der Trommel aus in Bewegung setzt und die Drehsteuerung unmittelbar oder mittelbar durch Räderübersetzung von der Hauptsteuerseilrolle bethätigt.

Die vorstehend behandelten Beispiele lassen erkennen, dass alle mechanischen Steuerzüge in Verbindung mit Stockwerkeinstellung mehr oder minder verwickelte, schwerfällige und unter Umständen auch nur mit ziemlich grossem Kraftaufwand zu bedienende Einrichtungen bilden, die ausser der nachstehend erörterten Gefahr des Selbstumsteuerns auch noch durch Seildehnungen, toten Gang u. s. f. zu einer Reihe von Störungen, sowie nicht selten zu häufigen Reparaturen Veranlassung geben. Hieraus vor allem erklärt sich die schnelle Verbreitung der elektrischen Knopfsteuerungen, Bd. II, S. 387, deren Entwurf und sachgemässe Ausführung zwar an sich eine ganze Reihe nicht geringer Schwierigkeiten bereitet, die aber jetzt als überwunden bezeichnet werden können. Hier treten an die Stelle der mechanischen Steuerzüge festverlegte Leitungen, an die Stelle schwerfälliger Massen kleine Riegelwerke und Elektromagnete, an die Stelle des Kraftaufwandes zum Bewegen der Steuerzüge ein einfacher Knopfdruck, und auch die Schachtsicherungen nehmen die denkbar einfachste Form an. Mit diesen Eigenschaften findet die Knopfsteuerung sogar für hydraulische Aufzüge Eingang. — Vergl. Bd. II, S. 410.

### 9. Die Gefahr der Selbstumsteuerung.

Alle mechanischen Selbstabsteller, sowohl für die äussersten Fahrgrenzen, wie für die Zwischenstockwerke, beruhen auf einer einseitigen, kraftschlüssigen Kupplung des Steuerwerks mit dem Fahrstuhl oder der Maschine, die kurz vor der Haltestelle durch Zusammentreffen von Mitnehmern hergestellt wird und die ruhende Steuerung durch die im Lauf befindliche Kabine oder durch die Maschine selbst in die Mittellage zurückschleppt.

Im allgemeinen wird jeder Aufzug unter dem Einfluss seiner Bewegungsenergie noch um eine gewisse Strecke weiter laufen, nachdem sein Steuerorgan bereits in die Abschlusslage eingetreten ist, und selbstverständlich um so mehr, je grösser die aufgespeicherte Energie im Augenblick des Abstellens ist. In dieser Beziehung liegen die Verhältnisse bei den elektrischen Aufzügen mit den schnell rotirenden Ankermassen ihrer Motoren und der wechselnden Dauer der Auslaufperiode für verschiedene Belastung am ungünstigsten. Auch bei Riemenbetrieb ist die Stoppzeit nicht vollkommen sicher begrenzt. Selbst bei hydraulischen Anlagen, deren Kolben sich wegen der üblichen starken Übersetzung nur mit kleiner Geschwindigkeit bewegen und durch die Steuerung selbst in einfacher Weise gebremst werden können, ohne ihre volle Druckkraft zum Fortbewegen der Last bis zum letzten Augenblick der Schieberöffnung einzubüssen, reissen raschlaufende Aufzüge im Aufwärtsfahren nicht selten das Triebwerk über die regelrechte Haltgrenze fort. In allen diesen Fällen wird die Steuerung von dem weiterlaufenden Aufzug über den Beginn der Absperrlage hinausgeschleppt, und zunächst bildet nur die Länge des wirkungslosen Weges der Steuerorgane zu beiden Seiten ihrer Mittellage einen gewissen Schutz gegen sofortiges selbstthätiges Umsteuern auf entgegengesetzte Fahrriichtung, ohne dass es, im Hinblick auf sonstige Konstruktionsrücksichten, möglich wäre, diesen toten Gang beliebig gross zu wählen. Hierzu kommt, dass alle in Seilen hängenden Fahrzellen beim Aufwärtsfahren auch dann noch eine gewisse

Strecke selbstständig weiter laufen können, wenn selbst ihre Betriebsmaschine bereits still steht. Aus allen diesen Erwägungen erklärt sich die Thatsache, dass unbeabsichtigtes Selbstumsteuern am häufigsten gerade beim Stoppen einer Auffahrt eintritt. Die störende und gefährvolle Wirkung wird im übrigen in beiden Fahrrichtungen dadurch begünstigt, dass das Steuerwerk selbst durch den Anprall der Mitnehmer mit mehr oder minder heftigem Stoss aus der Ruhelage in Bewegung gesetzt wird und unter Umständen durch die hierbei erlangte Bewegungsenergie sogar der Aufzugkabine noch vorausseilt, also noch weiter als diese über das Ziel hinauschießt. Es haben daher auch die im Steuerwerk selbst angehäuften Massen einen erheblichen Einfluss auf die in Rede stehenden Störungen, und deshalb ist vor schweren Steuerzügen mit erheblicher Gewichtsvermehrung durch mechanische Selbstabsteller und Nebenapparate für Schachtverschlüsse bei schnellfahrenden Aufzügen zu warnen, weil grosses Eigengewicht der Gestänge auch noch durch entsprechende Gegengewichte zur hinreichend leichten Steuerfähigkeit ausgeglichen werden muss, und die Massen, einmal in Gang gesetzt, ein kräftiges Arbeitsvermögen entwickeln.

Schnellfahrende Aufzüge werden — abgesehen von den elektrischen Anlagen mit Knopfsteuerung, welche alle mechanischen Steuer- und Stockwerkzeuge und damit ihre störenden Nebenwirkungen vollkommen beseitigen — nach meiner Ansicht am sichersten ohne selbstthätige Stockwerkeinstellung durch einen mitfahrenden Führer bedient, und die unentbehrlichen Selbstabsteller für die äussersten Fahrgrenzen sollten ganz allgemein durch rechtzeitiges Anhalten von Hand, so selten wie möglich in Thätigkeit treten.

Abgesehen von der schweren Gefahr, die das unerwartete Selbstumsteuern für alle Aufzüge im Gefolge hat, können dadurch im elektrischen Betrieb auch die Elektromotoren und Anlasswiderstände erheblich beschädigt werden, weil plötzliches Umsteuern starkes Funken erzeugt, und die gewöhnlichen Anlasswiderstände leicht verbrennen, wenn die Schaltkurbel längere Zeit auf den Anfangskontakten stehen bleibt.\*) Diese Nothlage hat zu einer wesentlichen Verbesserung der Abstellapparate geführt, die darin besteht, dass das eigentliche Steuerorgan, die elektrische Schaltkurbel, in ihrer Mittellage festgehalten und verriegelt wird, wenn der Steuerzug selbst über die regelrechte Abstellung hinauschießt. Mehrere bewährte Konstruktionen für diesen Zweck, die sich auch auf hydraulische und Riemensteuerung übertragen lassen, sind im zweiten Bande S. 219 u. f. und 322 mitgetheilt. Ähnliche Schutzmechanismen finden sich mehrfach im Aufzugwerk von Uhren. — Vergl. American Machinist, 30. Juni 1898.

Die vollkommenste Lösung der Aufgabe liefern, wie schon mehrfach betont, die Knopfsteuerungen, Bd. II, S. 387 u. f.

#### t. Zeigerwerke.

Zeigerwerke zur Angabe des Fahrstuhllaufes liefern im allgemeinen nur einen ungefähren Anhalt für die jeweilige Stellung des Aufzuges, sie sind aber für Anlagen mit undurchsichtigen Schachtwänden unentbehrlich und

\*) Der Verfasser hat Gelegenheit gehabt, Selbstumsteuerungen bei den verschiedensten Anlagen mit hydraulischem, elektrischem und Riemenbetrieb zu beobachten. Es ist darauf aufmerksam zu machen, dass die falsche Steuerwirkung unter Umständen noch von einem weiteren verhängnissvollen Nebenvorgang begleitet wird. Durch plötzliches Umsteuern werden die Trageile vorübergehend schlaff und bringen bisweilen die Fangapparate zum Eingriff. Dadurch kann ein leer nach oben geholter Aufzug im Stockwerk scheinbar regelrecht eingefahren sein, stürzt aber plötzlich beim Betreten abwärts, weil die Maschine, bei mangelnden Schutzvorkehrungen gegen Hängeseil, inzwischen unbemerkt zurückgelaufen ist, und die Fänger durch das Erschlaffen der Seile, mit rein zufälligen, geringen Spannungsunterschieden, nicht kräftig genug eingegriffen haben, um die Last zu tragen.

bieten auch sonst wenigstens den Vortheil, dass sie jederzeit erkennen lassen, ob der Aufzug augenblicklich in der Fahrt begriffen ist oder in einem Stockwerk stillsteht, und aus welcher Richtung der Fahrstuhl zum Gebrauch heranzuholen ist, wenn er sich nicht im unmittelbaren Gesichtsfelde befindet.

Die Skala für die Stockwerkeintheilung, auf welcher der Zeiger den Fahrstuhllauf anzeigt, muss sehr stark verjüngt werden, weil der Führer die Stellung des Zeigers zur Skala falsch beurtheilt, sobald der Schinkel erheblich von  $90^{\circ}$  abweicht. Bei der üblichen Skalenlänge von etwa 500 mm erfordert eine Förderhöhe von 20 m eine Verjüngung von 1:40, so dass 100 mm Fahrstuhlweg nur durch 2,5 mm Zeigerweg wiedergegeben werden. Schon hieraus erhellt die früher betonte Schwierigkeit, den Fahrstuhl mit genügender Genauigkeit nach den Angaben des Zeigerwerkes einzustellen, und die meist rohen Ausführungen beeinträchtigen die Zuverlässigkeit der Beobachtungen noch ganz erheblich. Um ohne Störung möglichst grosse Skalen anwenden zu können, empfiehlt es sich, die einzelnen Skalenbretter in den verschiedenen Stockwerken in verschiedener Höhe anzubringen, so dass jedesmal das Skalenfeld des eigenen Stockwerks, das vor allen übrigen genau beobachtet werden muss, sich wenigstens gerade in Augenhöhe befindet. Auch bietet die wagerechte Lage der Skala, wie bei der Fahrstuhlwinde von Dinglinger, Taf. 15, Fig. 2, dem Arbeiter, im Vergleich zu der meist üblichen senkrechten, bequemer Gelegenheit, durch geringen Wechsel seines Standpunktes grosse Zeigerwege genau zu verfolgen, und gestattet auch ausreichend grosse Skalenmassstäbe anzuwenden, aber die Anordnung lässt sich ausserhalb des Windengestells in den einzelnen Stockwerken nur mit wiederholten Zweigtriebwerken ausführen, die für allgemeine Verwendbarkeit zu umständlich und theuer ausfallen.

Gewöhnlich befestigt man die Zeiger vor den einzelnen, senkrechten Stockwerkskalen auf einer senkrecht am Schacht herabhängenden, dünnen Drahtseilschnur, die durch ein kleines Belastungsgewicht gespannt und durch eine Trommel gehoben und gesenkt wird, welche ihren Antrieb von der Aufzugwinde durch Schnecke und Schneckenrad empfängt. Hierbei muss selbstverständlich die Antriebübersetzung dem Verjüngungsmassstab der Zeigerskala entsprechen. Bei mittelbar betriebenen hydraulischen Aufzügen pflegt man den Antrieb dem Treibkolben zu entnehmen, weil dieser bereits den Fahrstuhlhub in stark verjüngtem Massstab wiedergiebt. Dann reicht die Übersetzung eines kleinen Trommelvorgeleges für das Windenwerk aus, um die weitere Beschränkung des Zeigerweges zu vermitteln. Die Zeigerwindenwelle erhält zwei Trommeln von verschiedenem Durchmesser, von denen die grössere vom Treibkolben durch ein Zugseil angetrieben wird, während der Rücklauf durch das Belastungsgewicht des Zeigerseiles auf der kleineren Trommel erfolgt.

Zeigerwerke mit wagerechter Skala erhalten eine wagerecht gelagerte, vom Windenwerk angetriebene Schraubenspindel und geben den Fahrstuhlweg durch die Seitenverschiebung der zugehörigen Mutter an.

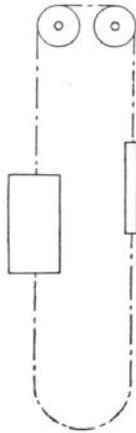
#### x. Ausgeführte Aufzulanlagen.

##### Aufzüge mit Handbetrieb.

##### Speise- und Aktenaufzüge.

Beispiele für leichte Aufzüge mit Handbetrieb liefern die Speiseaufzüge für Wohn- und Gasthäuser und Aktenaufzüge für Bureaubäude. Der Förderkorb — etwa 0,5 m breit und tief und für 2 Fächer 0,8 m, für 3 Fächer 1,25 m hoch — wird in ein endloses Seil eingeschaltet, das oben im Förderschacht über zwei Leitrollen geführt, gleichzeitig als Zugseil dient

und — wie in der schematischen Skizze, Fig. 389, angedeutet — auch das Gegengewicht aufnimmt.



Man pflegt den Gewichtsausgleich für diese einfachsten Ausführungen ohne Sperr- oder Bremswerk auf das Eigengewicht des Förderkorbes zu beschränken, um selbstthätiges Emporschnellen des leeren Aufzuges aus der tiefsten Stellung zu verhüten. Hin und wieder findet man auch für besonders lebhaften Betrieb in Wirthschaften das Gegengewicht durch einen zweiten Korb für Doppelförderung ersetzt. Der Hub ist oben und unten durch kleine Gummipuffer zu begrenzen und der Förderkorb in seiner höchsten Stellung durch eine selbstthätige Einschnappfeder zum sichern Belasten festzuhalten, damit er nicht vorzeitig niedersinkt, wenn nicht etwa selbstthätige Sperrwerke in das Triebwerk eingeschaltet werden. Der Förderkorb ist möglichst leicht zu entwerfen und erhält je nach Bedarf ein oder zwei Fachbretter, die für Aktenaufzüge nach Fig. 390 etwas nach hinten geneigt werden.

Fig. 389.

Dies einfache Triebwerk beschränkt die Nutzlast auf die Grösse des noch bequem zu leistenden Haspelzuges, d. h.

auf  $\leq 10$  kg, wenn die Förderhöhe  $\geq 4$  m ist. Bis 4 m Förderhöhe darf man die Nutzlast etwa bis zu 15 kg annehmen. Grössere Lasten erfordern eine entsprechende Übersetzung zwischen Antrieb und Last. Je nach den Raumverhältnissen des Aufzugschachtes kann die Aufgabe entweder dadurch gelöst werden, dass man ein besonderes Haspelrad, von grösserem Durchmesser als die Lastrolle, auf die obere Welle setzt, oder dass man das Zugtrum auf eine Windentrommel führt, die durch eine Kurbel angetrieben wird. Im letzten Fall ist der Ausgleich des Korbgewichtes so weit zu beschränken, dass der leere Korb noch selbstthätig zurückläuft; gleichzeitig geht bei Kurbelantrieb aber auch die Möglichkeit verloren, den Aufzug aus beliebigen Stockwerken von wechselnden Stellen in Thätigkeit zu setzen.

Der benutzbare Raum ist meist so beschränkt, dass sich nur verhältnissmässig kleine Haspelräder unterbringen lassen, und dass in der Regel schon für Lasten von 50 kg die erforderliche Übersetzung durch Vorgelege vermittelt werden muss.

Zum Theil stellt man das Führungsgerüst für leichte Aufzüge als selbstständige, thurmartige Eisenkonstruktion her, um die Montirungsarbeiten an Ort und Stelle zu vereinfachen und die ganze Anlage in der Hauptsache, einschliesslich der Führungen, in der Werkstatt fertigstellen zu können. Das Gerüst muss dann selbstverständlich derartig zerlegbar ausgeführt werden, dass die einzelnen Theile sich durch die Schachtöffnungen an Ort und Stelle einbringen und dort leicht wieder zusammensetzen lassen.

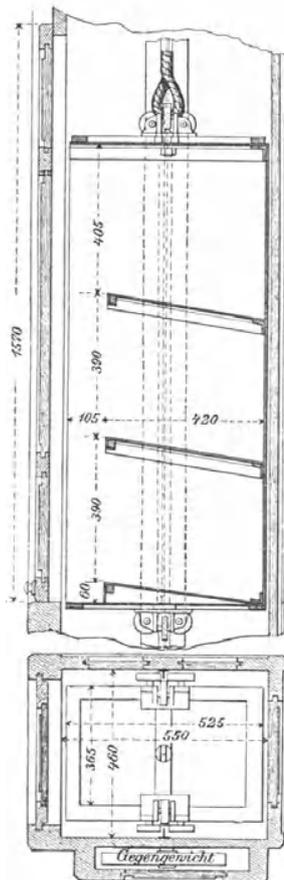


Fig. 390.

**Waarenaufzug mit Sicherheitshaspel für 150 kg Nutzlast von L. Hopmann  
in Ehrenfeld bei Köln.**

Der Haspelaufzug von Hopmann, Fig. 4 bis 7, Taf. 16, ist mit dem S. 285 beschriebenen Sicherheitsgesperre ausgerüstet. Die Grösse der Nutzlast — 150 kg — erfordert ein einfaches Stirnrädervorgelege. Deshalb ist das Triebrad des Vorgeleges für das doppelseitige Klemmgesperre mit Muttergewinde in seiner Nabe versehen, statt die Lastwindenrolle, wie in dem vorangehenden Beispiel, hierfür zu benutzen.

Die Aufhängung des Förderkorbes an zwei Seilen gestattet wegen der kleineren Seildicken für die halbe Last auch entsprechend kleinere Seilreibrollen zum Aufwinden, verkleinert also den Lastarm. Das Gegengewicht gleicht ausser dem Eigengewicht des Förderkorbes noch ein Drittel der vollen Nutzlast aus und ist unmittelbar an den Lastseilen aufgehängt, die nur durch ihre Reibung in den Umfangsnuthen der Windenrollen angetrieben werden und über Leitrollen in die Gegengewichtsbahn an der Aussenseite des Förderkorbes abgelenkt sind. Das ganze Fördergerüst ist, wie ersichtlich, selbstständig, in Form eines leichten, eisernen Thurmgerüsts hergestellt.

Schätzen wir das Eigengewicht des Fahrstuhles für 150 kg Nutzlast auf 130 kg, so hat jedes Lastseil  $\frac{150 + 130}{2} = 140$  kg zu tragen.

Rücksichten auf möglichst grosse Lebensdauer der Seile empfehlen den Grenzwert des Seildurchmessers nach Formel 24, S. 18,

$$\delta \geq \frac{1}{9} \sqrt{Q}$$

im vorliegenden Fall auf etwa  $\delta = \frac{1}{7} \sqrt{Q} \sim 1,8$  cm

zu erhöhen. Gleichzeitig wählen wir zur weiteren Schonung des Seiles den Rollendurchmesser  $D$  nach den Angaben, S. 29,  $D \geq 10 \delta$ , für die Verhältnisse des Handbetriebes sehr reichlich mit  $D = \sim 22 \delta = 400$  mm.

Der Haspelraddurchmesser ist durch die lichte Breite des Förderschachtes beschränkt und gestattet im vorliegenden Fall  $\sim 950$  mm für den Laufkreis des Seiles bei etwas über 1 m äusserem Raddurchmesser.

Erwägt man schliesslich, dass ausser dem Vorgelege, den Winden- und den Leitrollen auch noch die Gleitwiderstände des Förderkorbes und des Gegengewichts den Wirkungsgrad der Anlage herabsetzen, so wird man das Gesamtgüteverhältniss nur auf etwa  $\eta = 0,80$  schätzen dürfen. Mit diesen Werthen erhält man das Umsetzungsverhältniss der Vorgelegeräder für den in Rechnung zu stellenden, nicht ausgeglichenen Antheil der vollen Nutzlast  $\frac{2}{3} \cdot 150$ , mit 10 kg Zug

$$\text{am Haspelseil} \quad \frac{95}{40} \cdot \frac{10}{\frac{2}{3} \cdot 150} = \frac{19}{100} \sim \frac{1}{5}$$

$\frac{1}{3} \cdot 0,8$

übereinstimmend mit der Ausführung.

**Aufzüge mit Riemenbetrieb.**

Allgemeines.

In der Regel wird der Riemenbetrieb für Aufzüge, wie bei anderen Arbeitsmaschinen, mit Fest- und Losscheibe zum Ein- und Ausrücken angeordnet, seltener eine Reibungskupplung benutzt, um je nach Bedarf die Arbeitscheibe mit der Transmissionswelle zu verbinden oder für den Leerlauf wieder frei zu geben. Das dritte Verfahren, den Riemen zur Kraftübertragung zu spannen, indem man die Achse der Antriebscheibe für die Winde in einer Schwinge beweglich lagert und anhebt oder zum Entspannen des Riemens zurücksinken lässt, wird wegen der verminderten Betriebs-

sicherheit nur für leichte Aufzüge in Mühlen, Brennereien und Brauereien benutzt.

Da die Riemen durch das regelmässige Umsteuern für jede Fahrt um so mehr leiden, je grösser ihr Verschiebungsweg ist, d. h. je breiter sie sind, und gleichzeitig damit die Pünktlichkeit des Ein- und Ausrückens der Winde abnimmt, überschreitet man nicht gern Riemenbreiten von 12 bis höchstens 15 cm. Die Leistungsfähigkeit lässt sich bei diesen Grenzwerten nur durch hohe Riemenlaufgeschwindigkeit steigern. Für grosse Lasten muss man sich mit kleinen Hubgeschwindigkeiten begnügen. Hieraus erklärt sich die verbreitete Anwendung von Schnecke und Schneckenrad, um in möglichst gedrängter Form starke Übersetzungen zu erreichen. Die Schnecken sind meist eingängig und müssen, wegen ihrer Selbsthemmung in der Ruhelage, durch ein Wendegetriebe mit offenem und gekreuztem Riemen vor- und rückwärts angetrieben werden. Der Doppelbetrieb zum Heben und Senken gewährt andererseits die Möglichkeit, ausser dem Eigengewicht der Förderschale noch einen Theil der Nutzlast durch die Gegengewichtsgrösse auszugleichen und damit die Belastungsgrenze der Winde für die Nutzlast weiter zu steigern.

Die zweifelhafte Selbsthemmung der Schnecken, die selbst bei kleinen Steigungswinkeln meist nur in der Ruhelage erreicht wird, macht auch bei den Winden mit Wurmgetriebenen Bremsen zum An- und Festhalten der Förderschale unentbehrlich, die gleichzeitig mit dem Ausrücken der Winde einfallen und mit dem Einrücken gelüftet werden müssen und daher mit dem Steuerzuge für die Riemenverschiebung in zwangsläufigen Zusammenhang zu bringen sind. Man verwendet dazu Bremsen mit belastetem Spannhebel und unrunder, womöglich justirbaren Hubscheiben, Fig. 207, S. 246, um die an Ort und Stelle beim Montiren durch Versuche festzustellende richtige Einfall- und Lüftzeit möglichst bequem ermitteln und für die Dauer sichern zu können.

Winden mit Riemenbetrieb werden fast ausschliesslich für reine Lastaufzüge ausgeführt, wenn auch trotz aller Aufsichtsverbote gerade die am wenigsten betriebsicheren unter ihnen, nämlich die einfachen Sackaufzüge in Mühlen, häufig von dem Arbeitspersonal zum Mitfahren benutzt werden.

#### **Malzaufzug von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.**

Die Skizze, Fig. 391, entspricht einer Aufzugkonstruktion von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M., die von dem Gedanken ausgeht, durch Anheben einer beweglichen Windenwelle mittelst des Steuerseiles den Treibriemen zum Aufwinden zu spannen, während beim Loslassen des Seiles der Antrieb durch Schlaffwerden des Riemens aufhört, und die zurücksinkende Welle durch Eigengewichtsdruck gebremst wird. Zu dem Zweck ist die Vorgelegewelle mit dem Stirntrieb für das Trommelrad auf dem Steuerhebel *H* gelagert, dessen Gabel die Trommelwelle drehbar umschliesst und in jeder Lage den richtigen Eingriff der Zahnräder sichert. Die lose Rolle für das Steuerseil am freien Ende des Spannhebels vergrössert die Hebelübersetzung für die Einrückkraft im Verhältniss von 1:2. Die Bremscheibe zwischen der Riemenscheibe und dem Stirnritzel sinkt beim Nachlassen des Steuerseiles auf einen darunter liegenden Bremsklotz nieder und hindert den Rücklauf der schwebenden Last, die sich erst senkt, wenn ein mässiger Zug am Steuerseil die Bremse theilweise lüftet. — Vergl. Fig. 192.

Gebr. Weismüller bauen derartige Winden mit Antriebscheiben von 500 mm Durchm. und 100 minutlichen Umdrehungen bis zu 1000 kg Tragkraft.

Die Konstruktion verdient für leichte Aufzüge wegen ihrer Einfachheit Beachtung. Für schwere Aufzüge ist der Betrieb zu wenig zuverlässig, weil durch ungeschickte oder fahrlässige Bedienung, vorzüglich beim Senken,

die erforderliche Lüftgrenze der Bremse leicht überschritten, und beim Umsteuern aus dem Stillstand zum Heben, der Aufzug jedesmal vorübergehend der Einwirkung der Bremse und des Triebwerks entzogen wird.

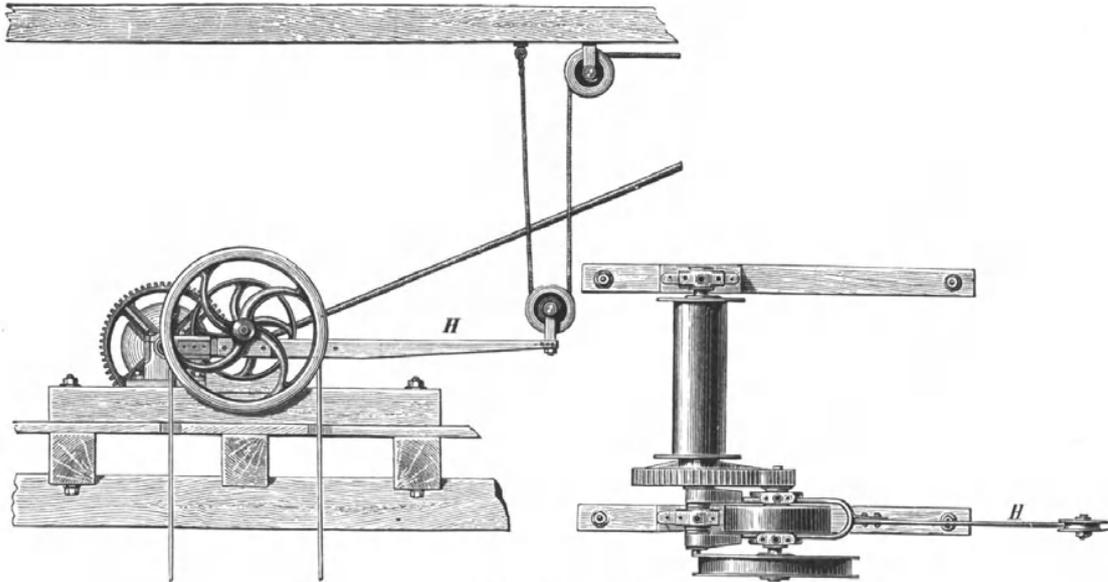


Fig. 391. 1 : 30.

Dazu kommt die Gefahr eines Riemenbruchs. Reisst der Riemen, so schnellt der entlastete Steuerhebel in die Höhe, und der Fahrstuhl stürzt frei herab, wenn der Arbeiter nicht die Geistesgegenwart besitzt, das Steuerseil loszulassen.

**Fahrstuhlwinde mit Keilrädervorgelege von Gebr. Weismüller.**

Figur 392 giebt eine ähnliche Ausführung leichter Aufzugwinden mit

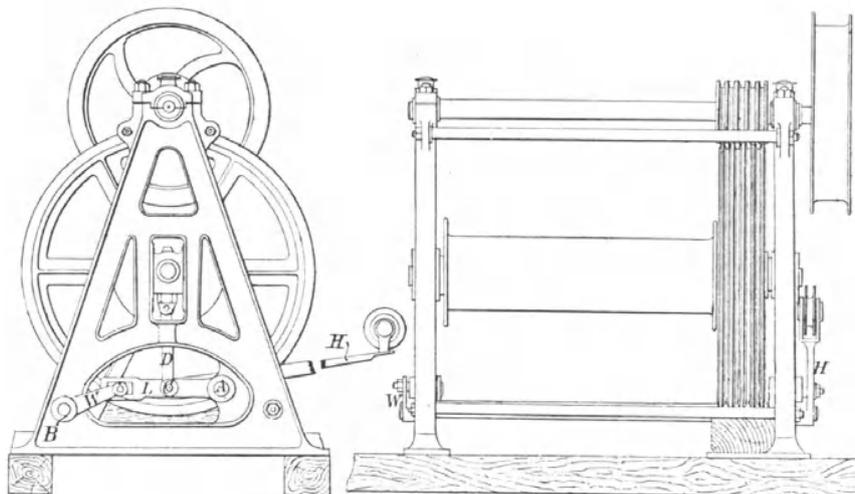


Fig. 392. 1 : 20.

Keilrädertriebwerk wieder. Hier ist die Trommelwelle beweglich im Winden-  
gestell gelagert und wird durch das Steuerseil mittelst des Hebels *H* ge-

hoben, um die Keilräder zum Aufwinden der Last in Eingriff zu bringen. Der Antrieb erfolgt von der dauernd laufenden Riemenscheibenwelle. Beim Loslassen des Steuerseiles sinkt die Trommelwelle mit ihrem Keilrad auf einen Bremsklotz nieder und stellt die schwebende Last fest, während auch hier ein beschränkter Zug am Steuerseil den Bremsdruck bis zum selbstthätigen Rücklauf abschwächt. Die Winde wird also genau wie die vorstehend beschriebene gesteuert, und der Arbeiter bleibt hierbei im wesentlichen auf sein Gefühl angewiesen; aber die Konstruktion schützt wenigstens den Riemen vor willkürlicher Überanstrengung oder vor der Gefahr des Schleifens durch wechselnde Spannung, so dass plötzliche Riemenbrüche weniger zu befürchten sind. Die Folgen ungeschickter Steuerung treffen die Keilräder und können deren Verschleiss sehr empfindlich steigern, ohne jedoch die Betriebsicherheit unmittelbar und plötzlich zu gefährden. Die Trommellager sind auf beiden Gestellseiten durch Schubstangen *D* auf parallelen

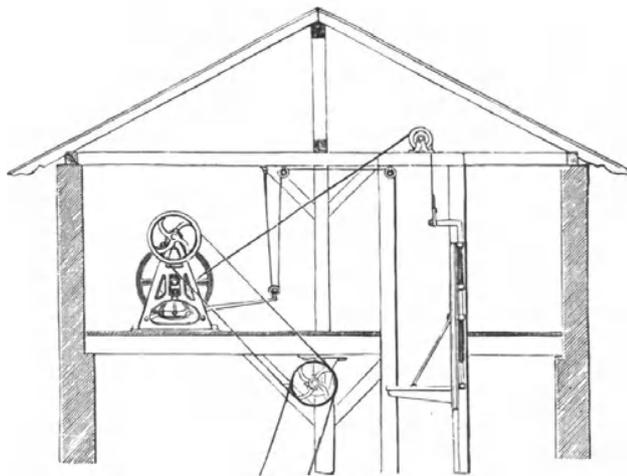


Fig. 393.

Hebeln *L* abgestützt, die von der durchlaufenden Welle *B* des Steuerseilhebels *H* durch zwei parallele Gegenhebel *W* gefasst und getragen werden. Die Hebel *L* und *W* kuppeln sich durch einen prismatischen, verschiebbaren Stein, der einerseits von dem Kurbelzapfen des Hebels *W* erfasst wird, andererseits in einem passenden Längsschlitz des Hebelkopfes von *L* gleitet. Beim parallelen Anpressen der Trommelwelle ändert

sich das Übersetzungsverhältniss der Druckhebel so, dass der Druck mit zunehmendem Eingriff wächst.

Die Skizze, Fig. 393, veranschaulicht den Lauf des Steuerseiles und die Verbindung der Winde mit dem Fahrstuhl.

Die bereits betonte Unsicherheit beim Steuern der Winde und die S. 219 erörterten Eigenschaften der Keilräder, dass zu plötzlichem und kräftigem Anpressen beim Einrücken den unvermeidlichen Gleitverschleiss während der Beschleunigungsdauer des Triebwerkes steigert, während andererseits zu geringer Anpressungsdruck die Beschleunigungsperiode nachtheilig ausdehnt und dauerndes Gleiten im Betrieb herbeiführen kann, erklären die günstigen und ungünstigen Erfahrungen an verschiedenen Betriebsorten, weil man ganz von der Willkür und dem Geschick der Arbeiter abhängt. Der entfernte Standort der Winde, sowie die verwickelten Verschleissursachen erschweren dem Arbeiter, selbst bei gutem Willen, die sachgemässe Bedienung, weil sich die einzelnen Vorgänge mehr oder minder der unmittelbaren Beobachtung entziehen.

Die beschränkte Übertragungsfähigkeit der Keilräder für die Umfangskraft nach Gleichung 229, S. 213,  $P \leq 20z$ , mit dem Grenzwert  $P = 100$  kg für die Kammzahl  $z = 5$ , lässt erkennen, dass man bei einfachem Keilradvorgelege nur ziemlich beschränkte Nutzlasten bewältigen kann, vorzüglich wenn gleichzeitig grosse Trommeldurchmesser für Förderdrahtseile vorhanden sind, und störend grosse Keilraddurchmesser vermieden werden sollen.

Ich empfehle, die Konstruktion, ebenso wie die vorhergehende, höchstens für Lasten bis 500 oder 600 kg anzuwenden. Auch hierbei darf man nicht aus dem Auge lassen, dass dem Vorzug der Einfachheit und des geräuschlosen Ganges für grosse Fördergeschwindigkeit der oben betonte Nachtheil gegenübersteht, dass die Lebensdauer der Maschine mehr, als sonst, von der Geschicklichkeit der Bedienung abhängt.

Ein Beispiel für besonders sorgfältig ausgeführte, stark belastete Aufzugwinden mit gemischtem Keil- und Zahnrädervorgelege liefert die nachfolgende Konstruktion. — Vergl. auch die bereits beschriebenen Reibräderwinden von Becker und Asmussen, S. 327 u. 338.

**Aufzug für 1500 kg Last mit Keilrädervorgelege von Rudolf Dinglinger in Cöthen.**

Die Forderung, eine Aufzugwinde für 1500 kg Last mit Riemenantrieb und Stirnräderwerk zu entwerfen, führt in erster Linie zur Wahl einer Lasttrommel von möglichst kleinem Durchmesser, wenn die Gesamtabmessungen des Triebwerks in üblichen Grenzen bleiben sollen. Für die Konstruktion von Dinglinger, Taf. 15, Fig. 1 bis 3, ist eine Gall'sche Lastkette in Verbindung mit einem Daumenrade benutzt. Das Daumenrad hat 10 Zähne, die zugehörige Kette 50 mm Theilung; sie wird also nur bis zur Hälfte der in der Tabelle, S. 26, angegebenen zugehörigen Grenzlast angestrengt, wie es nach den Bemerkungen auf S. 27 für längere Lebensdauer, bei zeitweis lebhaftem Betrieb, rathsam erscheint.

Der Lastarm ermittelt sich nach Gleichung 35, S. 37, durch

$$a = \frac{L}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{50}{2 \sin 18^\circ} = \sim 80 \text{ mm.}$$

Die Lastfördergeschwindigkeit ist zu 250 mm in der Sekunde angenommen. Dem entspricht eine halbe Umdrehung der 10zähligen Daumenrolle in der Sekunde oder 30 Umdrehungen in der Minute.

Die Lastkette läuft von der Winde nach oben über Leitrollen im Dachraum in den Förderschacht, während andererseits die nöthige Umfangsumspannung der Triebrolle durch eine im Windengestell gelagerte Leitrolle vermittelt wird. Das tote Kettentrum ist am Windengestell befestigt und bildet hierdurch eine Schlinge, in die eine belastete, lose Rolle eingehängt ist, um sowohl die Umspannung der Triebrolle vollkommen zu sichern, als auch durch das Gegengewicht wenigstens die Eigenwiderstände des ganzen Windetriebwerks auszugleichen. Somit bleibt die Antriebsleistung der Winde auf den Arbeitsaufwand für das Fördern von 1500 kg Nutzlast (einschliesslich eines Theiles des Fahrstuhlgewichts) beschränkt und erfordert für 0,25 m Fördergeschwindigkeit in der Sekunde

$$\frac{1500 \cdot 0,25}{75} = 5 \text{ PS.}$$

Um diese Leistung durch einen schmalen Riemen mit mässigem Scheibendurchmesser zu vermitteln, muss die Antriebswelle eine entsprechend hohe Umdrehungszahl erhalten.

Aus der Beziehung für die Leistungsfähigkeit eines Riemens

$$N = \frac{3}{4} b s D \frac{n}{100} \frac{k}{10} \dots *)$$

folgt die minutliche Umdrehungszahl der Riemenscheibenwelle

$$n = \frac{4}{3} \cdot \frac{100}{b \cdot s \cdot D} \cdot \frac{10}{k} N.$$

Entscheiden wir uns für einen Riemen von der Breite  $b = 9$  cm und der Dicke  $s = 0,5$  cm, bei einem Scheibendurchmesser  $D = 0,4$  m, und beschränken die verhältnissmässige Anstrengung des Riemens auf den mittleren zulässigen Werth  $k = 10$ ,

$$\text{so folgt} \quad n = \frac{4}{3} \cdot \frac{100 \cdot 5}{9 \cdot 0,5 \cdot 0,4} \sim 370.$$

\*) Siehe C. Bach, Maschinenelemente.

In der Ausführung ist hiermit nahe übereinstimmend  $n = 360$  gewählt.

Die Gesamtübersetzung zwischen Lastwelle und Triebwelle  $30 : 360 = 1 : 12$ , wird zweckentsprechend in  $\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4}$  zerlegt.

Wegen der hohen Umdrehungszahl der Antriebswelle,  $n = 360$ , sind Reibräder für das erste Vorgelege gewählt, die mit der Übersetzung  $1 : 4$  die Umdrehungszahl der zweiten Vorgelegewelle auf 90 in der Minute beschränken und damit für das zweite Vorgelege Zahnräder gestatten.

Wählt man für das kleinere Keilrad 200 mm, für das grössere 800 mm als Durchmesser, so bestimmt sich die Umfangskraft der Keilräder aus dem Lastmoment und der Zahnräderübersetzung durch

$$P = \frac{1500 \cdot 80}{3 \cdot 400} = 100 \text{ kg}$$

und die Zahl der erforderlichen Radkeilkämme aus der Gleichung 229, S. 213,

$$P \lesssim 20 z \\ z = 5.$$

Der Anpressungsdruck  $D$  der Keilräder ist nach Gleichung 224, S. 213,

$$D \geq 3,6 P \text{ bis } 2,7 P \sim \geq 315 \text{ kg}$$

zu wählen.

In der Ausführung ist dieser Druck in naher Übereinstimmung mit unserer Rechnungsweise, durch Winkelhebel mit der Übersetzung  $1 : 2$  und 162,5 kg Belastung am längeren Hebelarm erzielt. \*)

Den Riemen rückt man nur für vollständige Betriebsunterbrechungen aus, während der gewöhnliche Förderwechsel durch Ein- und Ausrücken des Keilrädereingriffs vermittelt wird, und zu dem Zweck die Grundplatten der Treibwellenlager in wagerechten Schlittenführungen mit Schwalbenschwanzleisten auf den Wangen des Maschinengestells verschiebbar angeordnet sind. Die gleichzeitige Verschiebung beider Schlitten erfolgt von der vorn am Windengestell parallel zur Antriebswelle drehbar gelagerten Steuerwelle  $W$  aus, mittelst zweier kleiner Stirnkurbeln durch genau auf gleiche Länge einstellbare Schubstangen, die an die Treibwellenlager angeschlossen sind.

Die Anlass- und Ausrückvorrichtung, welche die Steuerwelle bethätigt, ist zur Schonung des Triebwerks so durchgebildet, dass der Arbeiter verhindert wird, die Keilräder unstatthaft schnell mit vollem Druck einzurücken oder die Pressung über eine bestimmte Grenze willkürlich zu steigern. \*\*)

In dieser Absicht ist die Steuerwelle  $W$ , welche sich unter dem Einfluss ihres belasteten Hebels  $H$  nach rechts zu drehen und die Keilräder selbstthätig einzurücken sucht, nur durch einseitigen Kraftschluss mit der Ausrückspindel  $S$  gekuppelt, indem sich ein zweiter kürzerer, senkrechter Winkelarm der Welle gegen den Bund  $D$  der wagerechten Spindel abstützt. Die Spindel wird einerseits frei drehbar von dem Wellenarm getragen, anderseits bildet die Hülse  $M$ , welche gegen ein festes, topfförmiges Widerlager am Gestell angeschraubt ist, durch ihr Muttergewinde gleichzeitig das Stützlager der Spindel.

Wenn der Arbeiter die Spindel mit ihrem Kurbelgriffhebel  $K$  nach rechts dreht, schraubt sie sich durch ihr Linksgewinde aus der Stützmutter heraus und lüftet den Keilrädereingriff, indem der Spindelbund  $D$  den senkrechten Steuerwellenhebel zurückdrängt. Bei umgekehrter Spindel-drehung weicht auch die Steuerwelle unter dem Einfluss der Belastung  $G$

\*) Die hier benutzten Grenzwerte sind zulässig, weil der Fahrstuhl beim Anhalten auf Stützen niedergesenkt wird, und das Triebwerk, durch das Schlaffwerden der Kette, zunächst leer anläuft, also nachtheilige Beschleunigungswiderstände von den Keilrädern möglichst ferngehalten werden, sowie ausserdem die volle Belastung nur selten eintritt.

\*\*) Vergl. die Einrückvorrichtung für Keilräder von Asmussen, Fig. 283, S. 340.

ihres Hebels  $H$  selbstthätig in dem Masse zurück, wie der Bund  $D$  den Stützhebel nachfolgen lässt: sobald aber die Keilräder hierdurch allmählich zum festen Eingriff gelangen, trennt sich bei weiterer Spindeldrehung der Stützhebel der Steuerwelle vom Spindelbund, und die Welle bleibt in der Stellung stehen, in der ihr Belastungsgewicht zur vollen freien Wirkung gelangt, unbeeinflusst von dem weiteren Vordrängen der Spindel, deren Weg schliesslich durch den Bodenabschluss ihres Stützlagertopfes begrenzt wird.

Das Rad auf der Ausrückspindel hinter dem Kurbelgriffhebel ist mit Kerbeinschnitten im Umfang versehen und gestattet, durch Einlegen der darüber befindlichen Klinke, die Spindel festzustellen.

Für das Bremssperrwerk zum Festhalten der schwebenden Last und zum Senken des Fahrstuhls ist die auf Taf. 7 in Fig. 5 dargestellte, bereits S. 253 beschriebene Konstruktion gewählt. Zum Anhalten der aufsteigenden Last rückt der Arbeiter mit der einen Hand die Keilräder aus, während er mit der anderen den Bremshebel in Thätigkeit setzt. Lässt er nach dem Stillstand der Winde den Bremshebel los, so stützt die Sperrklinke sofort selbstthätig den Rücklauf ab. Andererseits wird durch erneutes Niederdrücken des Bremshebels zunächst die mit ihm gekuppelte Sperrklinke ausgelöst und das Triebwerk unter die Gewalt der Bremse gebracht, welche die eintretende Lastsenkgeschwindigkeit beliebig zu regeln gestattet.

Ein besonderes Zeigerwerk giebt dem Arbeiter an der Winde den jedesmaligen Stand des Fahrstuhles im Schacht an und ermöglicht ihm genaues Einstellen auf bestimmte Stockwerkhöhen. Der Zeiger ist an einer Schraubenmutter befestigt, Fig. 2, Taf. 15, die auf ihrer wagerecht, quer über dem Maschinengestell gelagerten Spindel durch deren Antrieb mittelst Kettenzahnradwerk von der Lastwelle aus geradlinig verschoben wird. Die Skala für die Stockwerkeintheilung befindet sich auf einer Schiene, über die der Zeiger fortgleitet.

Zu bemerken ist noch, dass sich die Lastkette in einem Öltrog unterhalb des Hauptdaumenrades, wie aus der Nebenfigur, Taf. 15, ersichtlich, reichlich und selbstthätig schmiert.

#### **Aufzug mit doppelten Sicherheitsbremsen von E. Becker in Berlin.**

Eine Fahrstuhlwinde von E. Becker mit vollständiger Sicherheitsausrüstung ist in Fig. 1 bis 4 auf Taf. 17 dargestellt.

Die Winde ist unmittelbar über dem Fahrschacht eingebaut. Das Windengerüst besteht aus zwei gusseisernen Wangenbalken für die Triebwellenlager und aus zwei schmiedeeisernen  $\square$ -Eisen-Längsbalken, die mit den gusseisernen Wangen zu einem festen Rahmen verschraubt und auf dem Balkenwerk des Gebäudes befestigt sind.

Das Triebwerk der Winde setzt sich aus einer Vorgelegewelle mit fester und loser Riemenscheibe und aus der Trommelwelle zusammen. Das durch Vereinigung einer Sperrradbremse mit einer Schleuderbremse gebildete Bremswerk, ist auf der Vorgelegewelle eingeschaltet.

Senkrecht zu diesen Wellen liegt unterhalb des Maschinenrahmens an den schmiedeeisernen Trägern die Steuerwelle, welche durch eine Haspelkette bewegt wird und sowohl auf den Riemenführer, wie auf den Hebel der Sperrradbremse einwirkt, also Heben, Stillstand und Senken des Fahrstuhls vermittelt.

Die Nabe der mit dem Maschinengerüst verschraubten Schleuderbremstrommel, Fig. 4, bildet eine lange Lagerhülse für die Antriebwelle und dient gleichzeitig der Bremscheibe der Sperrradbremse als Lauf- und Tragzapfen, um den einseitigen Druck der Scheibe von der Welle selbst fern

zu halten. Das Klinkenrad für die Sperrradbremse ist mit dem auf der Welle fest aufgekeilten Windenritzel zusammengegossen.

Die Wirkungsweise der ganzen Anordnung ist in dem Kapitel über Bremswerke, S. 250 u. 266, eingehend besprochen.

Die Steuerung des Aufzuges lässt sich durch die Steuerkette des Haspelrades von jedem Stockwerk und vom Fahrstuhl aus bewirken. Die Bewegung der Steuerwelle  $S$  überträgt sich durch den Schubkurbelarm  $A$  auf die wagerechte Riemenführerschiene und gleichzeitig durch ein kleines Zahnrad  $Z$  auf eine senkrechte Zahnstange, welche den Spannhebel der Sperrradbremse lüftet und zurücksinken lässt. Das Stellzeug kann nur auf die Bremse einwirken, wenn sich der Treibriemen auf der losen Scheibe befindet. Aus diesem Grunde darf zwischen dem Bremshebel und der Zahnstange keine feste Verbindung bestehen. Die Zahnstange legt anfangs einen leeren Hubweg zurück und stösst den belasteten Hebel zum Lüften der Bremse erst in die Höhe, nachdem der andere Theil des Stellzeuges den Treibriemen auf die lose Scheibe  $L$  übergeführt hat. In der Zeichnung ist der Riemenführer für den Antrieb eingestellt. Ein Zug am rechten Trum der Steuerkette, Fig. 1, schiebt den Riemenführer nach rechts, und eine kleine Schleppfeder sichert seine Ruhelage, sobald er den Riemen auf die lose Scheibe geschoben hat. Bei dieser Stellung des Steuerapparates wird der Fahrstuhl durch die Sperrradbremse frei schwebend gehalten. Zum Senken ist das rechte Steuerkettentrum weiter abwärts zu ziehen. Die fortgesetzte Drehung der Steuerwelle schiebt nur die Zahnstange weiter, indem der Mitnehmerstift des Riemenführers aus dem Eingriffsschlitz des Schubkurbelarms  $A$  herausgleitet. Dann dreht sich dieser Arm leer, während die Zahnstange gegen den Spannhebel der Bremse stösst und ihn lüftet.

Das Zusammentreffen der Zahnstange mit dem Bremshebel und die Auslösung der Schubkurbel aus dem Riemenführer dürfen sich nicht unmittelbar ablösen, damit nicht gleich auf Senken umgesteuert wird, falls der Arbeiter die Kette etwas tiefer abwärts zieht, als für die Fahrunterbrechung des Stuhls nothwendig ist. Die Länge der Zahnstange ist demnach so zu bemessen, dass sie in der mittleren Stellung noch hinreichend weit von der Berührung mit dem Bremshebel entfernt bleibt. Die selbstthätige Schleuderbremse hält die grösste Senkgeschwindigkeit in den Grenzen einer gefahrlosen gleichförmigen Bewegung. Der Niedergang des Fahrstuhls wird unterbrochen, sobald die Steuerung in die Mittellage zurückkehrt.

Wenn der Arbeiter den Aufzug im höchsten Stockwerk nicht rechtzeitig stillstellt, stösst der Fahrstuhl kurz vor seiner vorgeschriebenen Endstellung von unten gegen die Zahnstange und schiebt sie vor sich her, bis der Treibriemen auf die lose Scheibe übergeführt ist.

Der Fahrstuhl ist aus Eisen mit eichenem Fussbodenbelag hergestellt, dessen Bohlen in einem aus Winkeleisen mit Eckblechen zusammengenieteten, rechteckigen Rahmen liegen. Den oberen Querbalken des Stuhls bilden zwei  $\square$ -Eisen, die an den Enden durch zwei kleine Stirnbleche die weitere Verbindung mit den Eckeisenschienen vermitteln, an denen der Stuhlboden hängt.

Als Führungsschienen dienen Eckeisen, die, wie aus der Zeichnung ersichtlich, durch die ganze Höhe des Fahrschachtes an hölzernen Ruthen befestigt sind und von kleinen gusseisernen Gleitbacken umklammert werden.

Während die Sicherheitsbremse im Windtriebwerk das freie Abstürzen des Fahrstuhles bei etwaigem Abfallen des Treibriemens verhindert, ist der Stuhl selbst durch den Einbau einer zweiten Schleuderbremse in eine selbständige Senkwinde verwandelt und gegen die Gefahren eines Gurtbruches geschützt.

Die Konstruktion ist so zu bemessen, dass die Klötze der Sicherheitsfallbremse während des regelrechten Betriebes nicht anschleifen, und dass die grösste Senkgeschwindigkeit für gewöhnlich der selbstthätigen Bremse der Hauptwinde überlassen bleibt.

Der Fahrstuhl ist für 500 kg Nutzlast entworfen. Sein Eigengewicht, einschliesslich der Sicherheitsfallbremse, ist auf 300 kg zu veranschlagen, das Gesamtgewicht des vollbeladenen Stuhls beträgt also 800 kg.

Wählen wir für das Triebrad 12 Zähne, so folgt für die ausgeführte Theilung von 26 mm der Theilkreisdurchmesser 99,4 mm und der Theilkreisumfang 312 mm. Bei zerstörter Aufhängung und 1,1 m Grenzfallgeschwindigkeit steigt die Umdrehungszahl der Bremswelle in der Sekunde auf  $\frac{1100}{312} = \sim 3,5$ ; also in der Minute  $n = 210$ .

Für 400 mm Bremstrommeldurchmesser hat jeder der drei Schleuderklötze für die angenommenen Lastverhältnisse einen ideellen Umfangswiderstand

$$P_0 = \frac{800 \cdot 99,4}{3 \cdot 400} = \sim 66,2 \text{ kg.}$$

zu äussern.

Mit Rücksicht darauf, dass beim Gurtbruch ausser der Zahnreibung noch Widerstände durch Ecken des Stuhles in den Führungen auftreten, werden wir für das Güteverhältniss des Fallbremsentriebwerkes bei frei anhängendem Stuhl etwa 80% annehmen können, d. h. es werden sicher mindestens 20% der Fallarbeit bereits durch die Widerstände der Zahn- und Führungsreibungen aufgezehrt werden.

Der von jedem Klotz wirklich zu leistende Bremswiderstand wird also höchstens  $P = 66,2 \cdot 0,8 = \sim 53 \text{ kg}$  betragen.

Bestimmt man für diesen Werth das Gewicht der Bremsklötze nach Gleichung 261, S. 268, indem man die Hebelverhältnisse  $\frac{a}{c} = \frac{b}{c} = \frac{1}{11,5}$  annimmt, und den auf den

Klotzschwerpunkt bezogenen Federzug  $\frac{F \cdot f}{c}$  zu 3,3 kg für jeden Klotz bestimmt, während der Klotzschwerpunkt selbst im Abstände 0,15 m von der Wellenmitte liegen möge, so erhält man für einen Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$

$$G = \left[ 53 \left( \frac{1}{0,1 \cdot 11,5} + \frac{1}{11,5} \right) + 3,3 \right] \cdot \frac{900}{0,15 \cdot 44100} = \sim 7,3 \text{ kg.}$$

Das Gewicht der Bremsklötze fällt bei der verhältnissmässig grossen Umdrehungszahl der Bremswelle sehr klein aus. Die Centrifugalkraft der Fallbremse überwindet den Federzug, der die Klötze gelüftet zu halten sucht, erst etwa bei 52 minutlichen Umdrehungen, d. h. für eine Fördergeschwindigkeit von  $\sim 275 \text{ m}$  in der Sekunde. Dieser Werth begrenzt gleichzeitig die zulässige freie Fördergeschwindigkeit.

Der Wirkungsgrad des Aufzuges wird durch die angeordneten Sicherheitsvorkehrungen nicht beeinträchtigt und beträgt  $\sim 75\%$ . Um die Grenzlaster von 800 kg mit einem 90 mm breiten Treibriemen und 600 mm Scheibendurchmesser mit 300 mm mittlerem Trommeldurchmesser bei aufgewickelterm Gurt, aufwinden zu können, ist für das Zahnradvorgelege das Umsetzungsverhältniss 1 : 6 gewählt

Mehrfache Versuche mit ausgeführten Aufzügen haben die Zuverlässigkeit der Fallbremse erprobt. Ein Fahrstuhl für 650 kg Nutzlast mit 330 kg Eigengewicht erreichte, nachdem er in 19 m Höhe über dem Fussboden abgeschnitten war, die Sohle nach 17 Sekunden. Die mittlere gleichmässige Fallgeschwindigkeit betrug somit, nahe übereinstimmend mit den obiger Rechnungswerten 1,118 m in der Sekunde, entsprechend einer freien Fallhöhe von 62 mm.

#### Aufzug mit Seilreibrollen aus der Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik zu Ilsenburg.

Fig. 1 und 2, Taf. 18, veranschaulichen den Entwurf eines Aufzuges mit Seilreibrollen, der von der Gräflich Stolberg'schen Maschinenfabrik Ilsenburg früher vielfach für Zuckerfabriken ausgeführt ist und, abgesehen von etwas veralteten Einzelheiten, wegen der Gesamtanordnung noch immer Beachtung verdient.

Die Last ist gleichmässig auf zwei Förderseile vertheilt, um durch entsprechend kleinere Seildicken kleinere Rollendurchmesser zu gewinnen und den Lastarm zu beschränken. Die Grösse des Lastmoments ist ferner durch ein reichlich bemessenes Gegengewicht verkleinert, welches die doppelte Aufgabe erfüllt, die ablaufenden Förderseile für die erforderliche Rollenumfangsreibung genügend zu spannen und gleichzeitig die Vorgelege und die Riemenabmessungen in bequemen Grenzen zu halten. Zu dem Zweck ist das Gegengewicht grösser, als das Fahrstuhleigengewicht gewählt. Hieraus folgt andererseits die Nothwendigkeit eines Riemenwedgeetriebes mit offenem und gekreuztem Riemen, in Verbindung mit einer Bremse für beide Umlaufrichtungen, die den wechselnden Rücktrieb verhindert, sobald die Riemen zum Anhalten des Fahrstuhles auf ihre Leerscheiben übergeführt werden, während sie mit dem Umsteuern der Riemen zum Auf- oder Niederfördern ausser Thätigkeit tritt. Der belastete Spannhebel der Bandbremse wird von der oberen Rolle der Steuerkette gleichzeitig mit dem Riemenführer in geeigneter Weise beeinflusst.

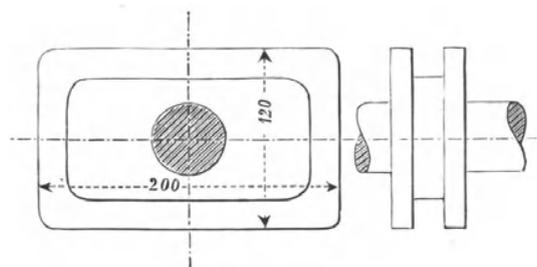


Fig. 394.

Die endlose Steuerkette *Z* im Fahrschacht ist durch Daumeneingriff oder durch einmalige Umschlingung und Befestigung an der oberen Rolle mit ihr derart verbunden, dass diese durch Ziehen an der Kette gedreht wird. Die Rolle wirkt durch einen Kurbelzapfen mittelst Lenkstange auf den Riemenführer als Schubkurbel, während ein Hebedaumen auf ihrer

Achse den Bremshebel lüftet, sobald einer der beiden Riemen auf die Arbeitscheibe zwischen den beiden äusseren Losscheiben übergeht.

Der Daumen sitzt unmittelbar hinter der Steuerrolle und hat die einfache Gestalt eines rechteckigen Klotzes mit abgerundeten Ecken, Fig. 394. Bei ausgerücktem Betrieb steht die Steuerkurbel, wie gezeichnet, in ihrer Mittellage senkrecht. Beide Riemen laufen dicht neben der Arbeitscheibe auf ihren Leerscheiben, wobei der Daumenklotz wagerecht liegt, und der belastete Bremshebel ungehindert wirkt, weil der Klotz ihn nicht stützt. Beim Umsteuern läuft der offene oder der gekreuzte Riemen auf die Arbeitscheibe, und der Daumenklotz lüftet gleichzeitig den darüber liegenden Bremshebel. Durch die rohe Form des rechteckigen Daumens werden die Steuergrenzen in einfachster Weise gesichert, da der Arbeiter einen merkbaren Widerstand fühlt, wenn er die Steuerkurbel aus den wagerechten Grenzlagen in die Mittelstellung oder umgekehrt dreht. Der Kurbelarm entspricht dem Steuerweg des Riemenführers aus der Mittellage nach rechts und links, d. h. der Riemenbreite, für je  $90^\circ$  Drehwinkel aus der Mitte.

Die senkrechte Lage der Steuerrolle zur Bremsscheibe führt dazu, auch den Spannhebel senkrecht zur Scheibe anzuordnen, parallel zur Breite des Bremsbandes, ohne dass sich durch diese aussergewöhnlichen Verhältnisse besondere Schwierigkeiten für die bewegliche Verbindung zwischen Hebel und Bremsband ergeben.

Vor den Hubgrenzen erfasst der Mitnehmer am Fahrstuhl die in die Steuerkette eingeschalteten Kugeln und rückt den Betrieb rechtzeitig selbstthätig aus.

Das Förderseil ist in sich geschlossen, und der Fahrstuhl, wie das Gegengewicht, sind mittelst Rollen in die beiderseits von den Förder-

scheiben herabhängenden Seilschlingen eingeschaltet, um ungleichmässige Seildehnungen selbstthätig auszugleichen. Der Übelstand, dass sich hierbei die Förderschale durch die Last schief einstellen kann, ist bei den vorliegenden Betriebsverhältnissen nicht zu befürchten, weil das Fördergut in Wagen aufgefahren wird, und dadurch eine gleichmässiger Lastvertheilung, als beim Aufsetzen loser einzelner Stückgüter, einzutreten pflegt.

Die Förderschale wiegt ungefähr 300 kg, das Gegengewicht 500 kg, die Nutzlast, Knochenkohlen oder Zucker, 150 bzw. 250 kg und der Förderwagen 100 kg.

Demnach wird jedes der beiden Förderseile bei leerer Förderschale auf der Fahrstuhlseite mit 150 kg, bei beladener mit 325 kg beansprucht, und das Gegengewicht belastet die tragenden Seilenden mit je 250 kg.

Die Belastungsunterschiede auf entgegengesetzten Seiten der Rolle bleiben weit unter den Grenzen, welche ein Gleiten des Seils in der Keilnuth befürchten lassen, und gestatten, den Rollendurchmesser auf das etwa 20fache der Hanfseildicke zu beschränken, um die Gegengewichtsbahn womöglich im Schacht selbst unterzubringen, während man sonst nicht gern  $D < 30\delta$  wählt.

Das Seil wird unter den vorliegenden Verhältnissen ausreichend geschont, wenn man die Anstrengung für den dauernden Betrieb etwa halb so gross wählt, wie für selten benutzte Hanflastseile. Unter dieser Annahme erhält man im Hinblick auf Gl. 24, S. 18,

$$\delta = \frac{1}{5} \sqrt{325} = 3,6 \text{ cm} = 36 \text{ mm}$$

und der Laufkreisdurchmesser des Seiles  $D \geq 720 \text{ mm}$ .

In der Ausführung ist hierfür  $D = 780 \text{ mm}$  gewählt.

Der grösste Arbeitsverbrauch tritt beim Senken des leeren Fahrstuhles mit 200 kg Lastwiderstand am Rollenumfang ein.

Schätzt man das Güteverhältniss der Anlage, soweit es von den Führungswiderständen des Fahrstuhles und des Gegengewichts abhängt, auf 0,9, die Wirkungsgrade der beiden Zahnradvorgelege mit je 0,93 und den Gütegrad der Seilrollen nach dem früher, S. 141, für die hier vorliegenden Werthe berechneten Beispiel mit 0,83, so folgt als Güteverhältniss der ganzen Winde

$$\eta = 0,9 \cdot 0,93^2 \cdot 0,83 = 0,64.$$

Mit den aus der Zeichnung zu entnehmenden Werthen für die Vorgelegeübersetzung  $\frac{18 \cdot 19}{72 \cdot 50} = \frac{19}{200}$  und dem Riemenscheibendurchmesser 520 mm berechnet

sich die Umfangskraft in der Riemenscheibe zu  $\frac{200 \cdot 780 \cdot 19}{0,64 \cdot 520 \cdot 200} = \sim 45 \text{ kg}$ , wofür ein Riemen von 90 mm Breite genügt.

Im allgemeinen bleibt die Riemenanstrengung noch geringer, weil der Fahrstuhl selten ohne gleichzeitige Belastung mit leerem Förderwagen gesenkt wird, und auch für den Heberiemens ergibt sich eine geringere Anstrengung, weil bei voller Last der Umfangswiderstand an den Seilrollen nur 150 kg beträgt.

Durch die Gesamtanordnung ist dafür gesorgt, dass der mittlere Arbeitsverbrauch zum Heben und Senken annähernd gleich ausfällt.

Derartige Anlagen werden auch mit Drahtseilen betrieben, die zum Erzeugen der nöthigen Umfangsreibung nur Rollen mit Leder- oder Holzeinlagen in genügend weiten Rillen verlangen, damit das Seil ohne Seitenklemmung frei auf dem kreisförmig ausgedrehten Futter läuft. In anderer Weise kann man die erforderliche Umfangsreibung für Drahtseile auch, wie in dem nachfolgenden Beispiel, durch Reibungstrommeln mit mehrfacher Umschlingung erreichen.

#### Personenaufzug mit Seilreibungstrommeln von Anderson.

Anderson hängt den Fahrstuhl an vier Drahtseilen auf, die am anderen Ende durch das Gegengewicht gemeinsam gespannt werden. Das im Untergeschoss aufgestellte Windengestell ist mit zwei übereinander liegenden kurzen Trommeln ausgerüstet, von denen die untere unmittelbar vom Motor angetrieben wird und zur Aufnahme der Seile für beliebige Förderhöhen acht parallele Rillen, die obere, im Durchmesser kleinere, vier Rillen hat. Die im Schachtkopf über Leitrollen abwärts zur Winde geführten Aufzugseile umschlingen zuerst den unteren Umfang der Haupttrommel, dann den

oberen der Gegentrommel und laufen hierauf nochmals unten über die Aufzugtrommel, um von da nach dem Schachtkopf zurückzukehren und durch Leitrollen in die Gegengewichtsbahn überzugehen. Der so erzielte Reibungschluss entspricht für jedes der vier Tragseile einer anderthalbfachen Trommelumschlingung.\*)

Die störende Erscheinung, dass sich bei reinem Reibungschluss der Förderseile, auch bei vollkommen ausgeschlossenen Gleiten, im Laufe der Zeit die Förderwege gegenüber der Trommeldrehung unter Umständen verändern und das Seil selbst auf der Trommel einseitig weiter wandert, erklärt sich aus der wechselnden Dehnung unter wechselnder Belastung. Das entlastete Seil schrumpft zusammen und nimmt auf der Trommel eine kleinere Wickellänge ein, als vollbelastet, und umgekehrt. Diese an sich minimalen Unterschiede für jedes Förderspiel summieren sich nach längerer Betriebsdauer zu merkbaren Grössen.

**Schneckenwinde für Aufzüge mit getrennter Riemensteuerung von G. Luther in Braunschweig.**

Die Schneckenwinde von G. Luther, Fig. 395 bis 397, veranschaulicht die übliche Bauart mit vollkommen geschlossenem Gehäuse für das Wurmgetriebe zum Schutz gegen einfallenden Staub. Der untere Gehäusekasten bildet gleichzeitig den Öltrog für die Schnecke.

Die Scheibenpaare für den offenen Riemen zum Lastaufwinden und für den gekreuzten, der für den äusseren Antrieb zum Senken, mit Rücksicht auf die gewählte Selbsthemmung in der Ruhelage, erforderlich ist, sind auf die beiden vorstehenden Wellenköpfe vertheilt. Der Schneckendurchmesser verlangt eine entsprechend grosse Durchgangsöffnung im Gehäuse zum Einsetzen der Welle, die ähnlich wie bei Stopfbüchsen, in der vorliegenden Ausführung durch eine vorgeschraubte Brille geschlossen ist, deren Bohrung gleichzeitig als Wellenlager dient. Zwischen dem Stützpunkt der Schnecke und der Lagerbrille ist ein loser Drucklagerring, Fig. 398, S. 443, eingeschaltet, weil die Gefahr des Warmlaufens und Fressens durch die selbstthätige Auswechselbarkeit der beiden gleitenden Druckflächen des Ringes vermindert wird, eine Anordnung, deren Werth durch ähnliche Ausführungen für Turbinenzapfen bekannt ist.

Das Stellzeug für die getrennte Steuerung der Riemen wird von der Seilscheibe *s*, Fig. 396 u. 397, in Thätigkeit gesetzt, an deren Umfang die Steuerseilenden mit entgegengesetzter Umschlingung befestigt sind, um vom Schacht aus die Scheibe nach rechts oder nach links drehen zu können. Zum Verschieben der Riemenführer *a* und *b* dient die zwischen ihnen auf der Steuerwelle aufgekeilte Kurvenscheibe *c*, in deren Stirnflächennuthen die Riemenschubstangen mit kleinen Führungsrollen *r* eingreifen. Die Spiralnuthen sind auf den entgegengesetzten Scheibenflächen in umgekehrter Richtung gewunden und enden am Scheibenrande in kreisförmigen Rastbahnen, welche die Verstellung der Riemenführer begrenzen und die eintretende Führungsrolle in unveränderter Lage erhalten, so lange der andere Riemenführer unter dem Einfluss der Spiralnuth auf der entgegengesetzten Scheiben-seite steht. In der gezeichneten Mittellage der Steuerung für abgestellten Betrieb, Fig. 396, befinden sich die beiden Riemenschubstangen *a* und *b* in ihren äussersten Stellungen und ihre Führungsrollen an den Grenzen zwischen den Spiralnuthen und den kreisförmigen Rasten. Die Riemen laufen auf den äusseren, losen Scheiben. Dreht man die Steuerwelle nach rechts, so

\*) Näheres über die ganze Anlage siehe Engineer, Juni 1897, S. 599. Eine grosse Aufzugmaschine dieser Art ist für den Eiffel-Thurm in Brighton geliefert und im Engineer, Januar 1899, S. 3, beschrieben.

wird die Schubstange *a* durch den Eintritt ihrer Führungsrolle *r* in die vordere Spiralnuth nach links gezogen und der offene Riemen zum Lastaufwinden auf seine Arbeitscheibe übergeleitet, während die Führungsrolle

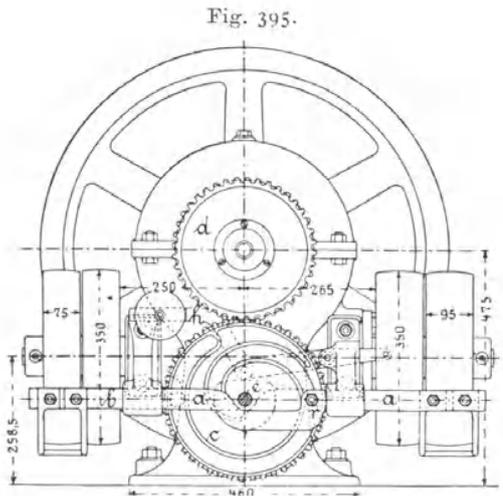


Fig. 397.

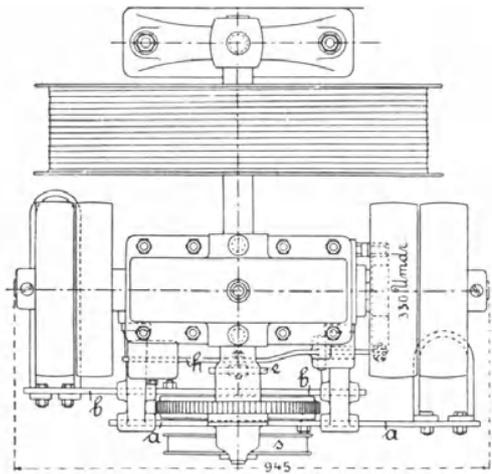
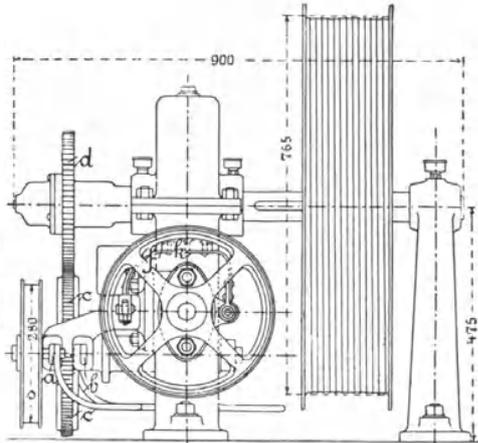


Fig. 396. 1:15.

der anderen Schubstange *a* den Rastkreis auf der hinteren Kurvenscheibenfläche durchläuft und den gekreuzten Riemen auf seiner Losscheibe festhält. Bei umgekehrter Drehrichtung tauschen sich die Steuerbewegungen aus.

Mit dem Steuerwerk ist gleichzeitig eine Stoppbremse zum sofortigen Anhalten des Triebwerkes beim Abstellen des Antriebs verbunden, die ausserdem auch den Fahrstuhl während der Ladezeiten gegen zufälligen Rücklauf sichert, da in der Konstruktion nur die Grenze der Selbsthemmung angestrebt ist.

Als Bremsscheibe dient die Antriebscheibe des offenen Riemens, in deren Kranz auf der Innenfläche Keilnuthen eingedreht sind. Der zugehörige Bremsklotz *k*, Fig. 397, ist auf dem Rücken eines U-förmig gebogenen Druckhebels *f* befestigt und wird durch den senkrecht dazu, quer über der Steuerwelle liegenden, belasteten Spannhebel *h*, Fig. 395, selbstthätig angepresst. Beim Anlassen der Winde zum Heben oder Senken tritt mit der Drehung der Steuerwelle eine symmetrisch gestaltete, unrunde Scheibe *e* als Hubdaumen unter den Bremsspannhebel und lüftet die Bremse rechtzeitig.

Zum selbstthätigen Abstellen des Triebwerkes an den äussersten Hubgrenzen ist die früher, S. 399, beschriebene Stoppvorrichtung, Fig. 344, auf dem äusseren Kopf der Trommelwelle angebracht und durch die Stirnverzahnung von *d* und *c* mit der Steuerwelle in Verbindung gesetzt.\*)

\*) Beispiele ähnlicher Schneckenwinden liefern die Ausführungen der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft. Z. d. V. deutsch. Ing. 1889, S. 633, und die Winden von Unruh & Liebig, Z. d. Ver. d. Ing. 1890, S. 723, sowie die Konstruktion Taf. 19.

## Berechnung des Schneckentriebwerkes der Winde.

Unter der Voraussetzung, dass das Windetriebwerk für die Grenze der Selbsthemmung mit einer eingängigen Schnecke entworfen werden soll, also ein Gesamtwirkungsgrad  $\eta = 0,5$  anzunehmen ist, ergibt sich für die übrigen Grundannahmen der vorliegenden Ausführung, 250 kg Nutzlast und 400 mm Fördergeschwindigkeit, der Arbeitsverbrauch der Winde

$$N = \frac{250 \cdot 0,4}{0,5 \cdot 75} = \frac{8}{3} = 2,66 \text{ PS.}$$

Der hierfür erforderliche Riemenscheibendurchmesser  $2a$   
mit der Scheibenumfangskraft  $P$   
und der minutlichen Umdrehungszahl der Scheibe  $n$   
ist bestimmt durch

$$\frac{P \cdot 2a \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{8}{3}, \text{ d. h. } 2a = \frac{3820}{nP}.$$

Wählen wir, um  $a$  klein zu erhalten, mit Rücksicht auf die Zulässigkeit hoher Umdrehungszahlen für Schneckenwellen — bei Riemenbetrieb meist 300 bis 400 —  $n = 320$ , so folgt

$$2a \sim \frac{12}{P}.$$

Aus der Beziehung zwischen Riemenquerschnitt und übertragbarer Umfangskraft

$$P = kbs$$

berechnet sich mit dem Mittelwerth für die verhältnissmässige Riemenanstrengung  $k = 10 \text{ kg/qcm}$ , mit der passend erscheinenden Riemenbreite  $b = 8 \text{ cm}$  und der Riemenstärke  $s = 0,45 \text{ cm}$

$$2a = 0,333 \text{ m.}$$

In der Ausführung ist hierfür  $2a = 350 \text{ mm}$  gewählt und daher nach Massgabe der bisherigen Angaben

$$P \sim 34 \text{ kg.}$$

Die in der Konstruktion vorgesehene Sicherung der Winde gegen selbstthätigen Rücklauf durch die Stoppbremse beim Beladen des Aufzuges, und die Regelung der Senkgeschwindigkeit durch den gekreuzten Riemen, gestatten den mittleren Steigungswinkel  $\alpha$  der Schnecke für die angestrebte Annäherung an die Grenze der Selbsthemmung etwas grösser zu wählen, als den Reibungswinkel  $\varrho$ , der auf  $6^\circ$  bis  $7^\circ$  zu schätzen ist, da andererseits durch die Zapfenreibung und durch die Lasttrommel noch weitere Wirkungsverluste eintreten, und man Ursache hat, den Gütegrad des Triebwerks wenigstens so weit zu steigern, wie die sonstigen Konstruktionsforderungen irgend gestatten.

Wählen wir mit Rücksicht hierauf  $\alpha \sim 8^\circ$ , so wird das Güteverhältniss des Wurmgetriebes

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)} \text{ mit } \varrho = 6^\circ, \text{ entsprechend } \mu = 0,105, \eta = 0,56,$$

auf grund der Verhältnisse für flachgängiges Gewinde. Durch die schräge, unter  $15^\circ$  geneigte, Trapezprofilirung der Schnecke und durch die gleichzeitige Zahnreibung wird der Wirkungsgrad etwas herabgedrückt und sinkt mit den weiteren, oben angedeuteten Verlusten für die Winde etwa auf  $\sim 0,5$ .

Mit den bereits ermittelten und angenommenen Werthen  $N = 2,66$ ,  $n = 320$ ,  $k = 20 \text{ kg}$  nach Gl. 209, S. 198, für Stahlschnecke mit Gusseisenrad,  $i = 1$ ,  $\eta_s = 0,50$  und dem Schätzungswerth  $\psi = 2,5$ , folgt aus Gleichung 214, S. 200, die Theilung

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{2,5 \cdot 20} \cdot \frac{2,66}{320} \cdot 0,50} = \sim 3,34 \text{ cm,}$$

wofür, wegen der Herstellung der Schnecke auf der Drehbank, mit Rücksicht auf englisches Steigungsmass

$$t = 34,93 \text{ mm} = 1\frac{3}{8}'' \text{ engl. zu setzen ist.}$$

Für die vorgeschriebene Fördergeschwindigkeit ist nach Gl. 216, S. 201, mit  $\varphi = 1$ , da die Winde keine Stirnräderübersetzung hat, der Trommeldurchmesser

$$D = \frac{60 v z}{n \pi i} = \frac{60 \cdot 0,4}{320 \cdot \pi} z$$

$$D = \sim 0,0239 z \text{ in m oder } 23,9 z \text{ in mm.}$$

Mit Rücksicht auf die in der Ausführung gewählte Evolventenverzahnung und die eigenthümlichen, S. 186, erörterten Eigenschaften der Evolventenschnecken-

räder, welche die gewöhnlichen Zahnverhältnisse nur für  $z > 28$  gestatten, sowie im Hinblick auf die sonstigen Vortheile grosser Zahnräder, ist  $z = 32$  angenommen. Damit folgt  $D = 765$  mm, ein sehr günstiger Werth für das dünne, nur etwa 10 mm dicke Förderdrahtseil.

Für den Theilkreisdurchmesser des Schneckenrades erhalten wir dann

$$2 R_1 = \frac{32 \cdot 34,93}{\pi} = 356 \text{ mm.}$$

Der Umfangsdruck  $K$  in der Richtung der Schneckenachse ermittelt sich rückwärts aus dem Lastmoment  $250 \cdot \frac{765}{2}$  kgmm, unter schätzungsweiser Berücksichtigung des Trommelwirkungsgrades mit  $\eta = 0,96$ , zu

$$K = \frac{1}{0,96 R_1} \cdot 250 \cdot \frac{765}{2} = \sim 560 \text{ kg.}$$

Den Druck  $N$  zwischen Schnecke und Rad in der Querschnittsebene der Schnecke, d. h. die Komponente des schief gerichteten Zahndruckes nach der Richtung der Schneckenradachse bestimmt man am einfachsten aus dem Drehmoment der Riemenscheibe  $M = 34 \cdot 17,5 = 600$  kgcm und dem Theilkreishalbmesser der Schnecke, der an sich beliebig gewählt werden kann, sofern nur der Kern der Schnecke noch eine genügende Wellenstärke zum Übertragen des Drehmomentes und Aufnahme der Biegungsbelastung behält. Vorbehaltlich einer Nachprüfung folgt aus der allgemeinen Schätzungsgleichung für Wellen 218a, S. 202,

$$d = \sqrt[3]{\frac{3000 N}{n}} \text{ hier als kleinster Kerndurchmesser } \sim 3 \text{ cm,}$$

und wenn man hierzu die doppelte Fusstiefe der Schneckenzähne  $0,8 t = 2,8$  cm addirt, der kleinste zulässige Durchmesser der Schnecke im Theilriss nach Gleichung 218b, S. 202,

$$2 r = 3 + 2,8 = 5,8 \text{ cm } \sim 60 \text{ mm.}^*)$$

Damit erhalten wir  $N = \frac{M}{r} = \frac{600}{3} = 200 \text{ kg.}$

Zur Prüfung der in der Schneckenwelle auftretenden Anstrengungen sind die Lagerdrucke zu ermitteln. Die grösste Anstrengung tritt im rechten Lager neben der Antriebscheibe für den offenen Riemen auf. Setzt man voraus, dass die Riemen senkrecht abwärts laufen, so vertheilt sich zunächst der wagerechte Schneckendruck nach der Richtung der Schneckenradachse,  $N = 200$ , gleichmässig auf die beiden Lager und ruft einen wagerechten Gegendruck von je 100 kg hervor.

Der nach der Schneckenachse gerichtete Druck  $K = 560$  kg wirkt am Theilkreishalbmesser der Schnecke und erzeugt für die Achse ein Moment, wodurch die

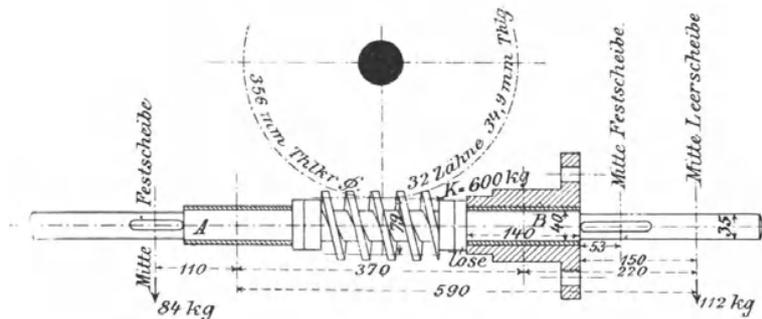


Fig. 398.

Welle im Lager B nach Fig. 398, senkrecht abwärts mit  $\frac{600 \cdot 60}{2 \cdot 370} = 45,4 \sim 45 \text{ kg}$

\*) Prüft man nachträglich die Zulässigkeit der Annahme  $\psi = 2,5$  mit den vorstehenden Werthen, an Hand der Gleichung 205, S. 197, so findet man  $2\beta \sim 108^\circ$  und dafür  $\psi = 2,8$ . Die kleine Abweichung bleibt ohne Einfluss auf die Dimensionierung. Die Kontrolle bezüglich der Gefahr des Warmlaufens führt zu dem Ergebniss, dass die gewählte Umdrehungszahl weit unter der zulässigen Grenze für eingelaufene Wurmgetriebe liegt, und es erscheint sogar nach Stribeck, Z. d. V. d. I. 1898, S. 1160, — Gleichung 211a, S. 200 — statthaft, das Triebwerk vollbelastet noch mit  $\sim 375$  minutlichen Umdrehungen im Betrieb sich selbst einlaufen zu lassen.

belastet wird. Hierzu gesellt sich der Zapfendruck durch den Zug des offenen Riemens  $3,3 P = 3,3 \cdot 34 \sim 112 \text{ kg}$ , der das Lager mit  $\frac{112 \cdot 59}{37} = \sim 178 \text{ kg}$  beansprucht, solange der Riemen aussen auf der Leerscheibe läuft.

Der schwächere gekreuzte Riemen von 6 cm Breite belastet die Welle etwa mit  $\frac{3}{4}$  der Kraft des offenen, d. i.  $\frac{3}{4} \cdot 112 = 84 \text{ kg}$  und ruft die geringste Entlastung im vorderen Lager hervor, wenn er sich auf seiner Arbeitscheibe befindet. Hieraus ergibt sich im Lager *B* ein aufwärts gerichteter Zapfendruck

$$\frac{84 \cdot 11}{37} = \sim 22 \text{ kg}$$

und schliesslich der resultierende Lagerdruck in *B*

$$= \sqrt{(178 + 45 - 22)^2 + 100^2} = \sim 225 \text{ kg}.$$

Die Biegungsanstrengung fällt im rechten Wellenkopfe am ungünstigsten aus, falls die Welle durch den gekreuzten Riemen rückwärts umgetrieben wird, während der offene Riemen auf seiner Leerscheibe läuft. Für diesen Fall ist das Biegemoment in dem Wellenquerschnitt an der Stirnfläche der Brille

$$M_b = 112 \cdot 15 = \frac{k_b}{10} d^3 \text{ und mit } k_b = 500 \text{ kg/qcm für Stahl}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{112 \cdot 15}{50}} \sim 3,2 \text{ cm},$$

und in der benachbarten Lagermitte — wenn wir von der geringfügigen Abweichung des Lagerdrucks von der Senkrechten absehen —

$$M_b = 112 \cdot 22 - \frac{225}{2} \cdot \frac{7}{2} = 2070 = \frac{500}{10} d^3$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2070}{50}} \sim 3,5 \text{ cm}.$$

Hiernach genügen die Ausführungswerthe 35 mm und 40 mm vollkommen. Andererseits folgt für den Wellenquerschnitt an der Brillenaussenfläche, für den Fall, dass der offene Riemen auf seiner Arbeitscheibe läuft, das Biegemoment

$$M_b = 5,3 \cdot 112 \sim 600 \text{ kgcm}$$

und das Drehmoment für 34 kg Umfangskraft in der Riemenscheibe und 175 mm Scheibenhalmmesser

$$M_d = 34 \cdot 17,5 \sim 600 \text{ kgcm},$$

$$\text{mithin } \frac{k_b}{10} d^3 = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + \alpha_0^2 M_d^2}$$

$$\text{mit } k_b = 500 \text{ und } k_d = 400 \quad \alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} = \frac{500}{1,3 \cdot 400} \sim 1$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{600}{50} (0,35 + 0,65 \sqrt{2})} = \sqrt[3]{15}$$

$$d = 2,5 \text{ cm}.$$

Es bleibt demnach der zuerst behandelte Fall entscheidend für die Wellenstärke, welche mit 40 mm auch für den Kern der Schnecke beibehalten werden könnte, da die resultierende Anstrengung hier noch geringer, als im rechten Lager ausfällt.

Führt man die Welle in dieser Stärke im Kern des Schneckengewindes durch, so erhält man als Theilkreisdurchmesser der Schnecke  $40 + 0,8 t \sim 68 \text{ mm}$  und den zugehörigen Steigungswinkel aus der Beziehung  $\text{tg } \alpha = \frac{t}{2 r} = \frac{34,93}{213,63} = 0,1635$ .

Hieraus berechnet sich  $\alpha$  etwas grösser als  $9^\circ$ .

Legt man Werth darauf, die Selbsthemmung der Schnecke in der Ruhelage in Übereinstimmung mit der ersten Entwurfannahme durch kleinere Steigung  $\alpha = 8^\circ$  zu erhöhen, so berechnet sich  $2 r = 79 \text{ mm}$ . Die Schnecke fällt dann etwas stärker aus, als die übrigen Bedingungen verlangen. Gleichzeitig wird  $K$  grösser,  $N$  aber dafür kleiner, als in der oben durchgeführten Zapfenberechnung. Die Einflüsse beider Werthe gleichen sich in bezug auf das Schlussresultat der Zapfenbestimmung nahezu vollkommen aus.

Die verhältnissmässige Zapfenpressung im meist belasteten, rechten Lager  $B$  beschränkt sich durch die lange Lagerhülse auf

$$\frac{225}{4 \cdot 14} = 4 \text{ kg/qcm,}$$

bleibt also bei dem vorhandenen Bronzefutter in aussergewöhnlich niedrigen und günstigen Grenzen. Der Stützzapfendruck  $K = 560 \text{ kg}$  wird durch den Wellenbund von 65 mm äusserem und 40 mm Kerndurchmesser aufgenommen. Hieraus folgt für das qcm ein Flächendruck

$$k = \frac{560 \cdot 4}{(6,5^2 - 4^2) \cdot \pi} = \sim 27 \text{ kg/qcm}$$

ebenfalls sehr niedrig und erhöht sich auch für die verstärkte Schneckenausführung mit  $K = 600 \text{ kg}$  bei sonst gleicher Stützflächengrösse nur auf 30 kg/qcm.

Falls wir für dieselbe Winde eine steilgängige Schnecke mit  $\alpha = 20^\circ$  wählen, der ein Güteverhältniss

$$\eta_1 = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varrho)} \text{ mit } \varrho = 6^\circ \quad \eta_1 = \frac{0,364}{0,488} \sim 0,75$$

entspricht, darf unter schätzungsweise Annahme von 10% weiteren Wirkungsverlusten durch die Seiltrommel, Zapfenreibung u. s. f. auf ein Gesamtgüteverhältniss

$$\eta = 0,75 \cdot 0,9 = 0,67$$

gerechnet werden.

Damit sinkt der Arbeitsverbrauch der Winde auf

$$\frac{250 \cdot 0,4}{0,67 \cdot 75} = \sim 2 \text{ PS.}$$

Für die gleiche minutliche Umdrehungszahl der Schneckenwelle, wie früher,  $n = 320$ , und den Durchmesser der Riemenscheibe  $2a = 350 \text{ mm}$ , vermindert sich die Umfangskraft  $P$  der Scheibe und die erforderliche Riemenbreite  $b$  im Verhältniss von 2 : 2,66.

Wir erhalten  $P = 25,5 \text{ kg}$  statt 34 kg  
und die Riemenbreite  $b = 6 \text{ cm}$  statt 8 cm.

Wählen wir die Gangzahl  $i = 2$  und beschränken den spezifischen Flächen-  
druck  $k$  im Gewinde auf 15 kg, um durch eine verhältnissmässig starke Theil-  
lung, angesichts des grossen Werthes von  $\text{tg } \alpha$ , noch einen ausreichend kräftigen  
Schneckenkern zu erhalten, so folgt mit dem Schätzungswerth  $\psi = 2,5$ , aus Gleichung 214, S. 200,

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{2,5 \cdot 2 \cdot 15} \cdot \frac{2}{320} \cdot 0,67} = 2,93 \text{ cm}$$

wofür  $t = 1\frac{1}{4}''$  engl. = 31,749 mm zu setzen ist,

und der Theilkreisdurchmesser der Schnecke

$$2r = \frac{it}{\pi \text{tg } \alpha} = 55,5 \text{ mm.}$$

Mit der üblichen Zahnflusstiefe  $0,4t$  beschränkt sich der Kerndurchmesser der  
Schnecke auf  $d_i = 2r - 2 \cdot 0,4t \sim 30 \text{ mm}$ ,  
bleibt aber damit nach der Rechnung des ersten Entwurfes noch ausreichend stark,  
weil ja sogar im vorliegenden Fall die von der Schnecke aufzunehmende Arbeit  
wegen des höheren Wirkungsgrades etwas kleiner ist als im ersten.

Das Schneckenrad würde mit 64 Zähnen einen Theilrissdurchmesser

$$2R_1 = \frac{64 \cdot 31,749}{\pi} = \sim 647 \text{ mm.}$$

erhalten. Beschränkt man mit Rücksicht auf bequemere Ausführungsgrösse  $z$   
auf 40, so wird  $2R_1 = 404 \text{ mm}$ . Gleichzeitig ist dann aber auch der Trommeldurch-  
messer für die verlangte Fördergeschwindigkeit nach Gl. 216, S. 201, entsprechend  
abzuändern und bestimmt sich durch

$$D = \frac{60 \cdot 0,4}{320 \cdot \pi} \frac{40}{2} = \sim 0,477 \text{ m} = 477 \text{ mm}$$

in einer für die geringe Seilstärke noch reichlichen Grösse.

### Getrennte Riemensteuerung für Schneckenwinden von Th. Lissmann (C. Flohr).

Statt der Luther'schen Kurvenscheibe wendet Th. Lissmann (C. Flohr) für die getrennte Riemensteuerung selbsthemmender Schneckentriebwerke eine cylindrische Walze  $w$ , Fig. 399, mit doppelten Spiralnuthen an, die von der Mitte nach den Enden reichen und dort in einfache Ringnuthen auslaufen. Die Spiralnuthen bilden eine doppelgängige Schraube, deren halbe

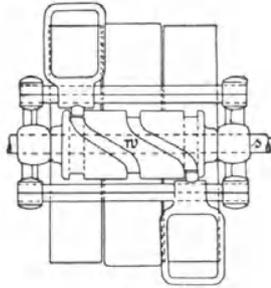


Fig. 399.

Ganghöhe gleich dem Hub des Riemenstellzeuges ist. Die Riemengabeln greifen mit kleinen Zapfen in die Führungsnuthen und gleiten beim Verschieben auf prismatischen Stangen von quadratischem Querschnitt. In der gezeichneten Stellung befinden sich beide Gabeln in ihrer äussersten Lage und die zugehörigen Führungszapfen an dem Übergang der Spiralnuthen in die ringförmige Rastnuth. Beim Drehen der Steuerwelle  $s$  tritt der eine Führungszapfen in die Ringnuth und hält damit seine Riemengabel fest, während der zweite Zapfen durch die Schraubennuth mit seiner Gabel nach der Mitte gedrängt wird und den zugehörigen Riemen auf die feste Antriebscheibe

in der Mitte überführt. Durch umgekehrte Drehung tauschen sich die Bewegungen aus. Das Umsteuern aus der Mittellage vollzieht sich während einer halben Umdrehung der Steuerwelle.

### Getrennte Riemensteuerung für Schneckenwinden von Unruh & Liebig.

Unruh & Liebig vermitteln den Wechsel der Riemenverschiebung und der Ruhelagen für getrennt gesteuerte Wendegetrieberiemens durch gleichseitige, excentrische Bogendreiecke, welche die bekannte Eigenschaft der Hubpausen besitzen.

Die beiden hintereinander liegenden Bogenexcenter  $dd_1$ , Fig. 400 bilden den Kopf der Steuerwelle und sind so gegeneinander versetzt, dass sich die Hub- und Ruhezeiten der Stellhebel  $aa_1$ , in deren Coulissenschlitzen sich die Excenter bewegen, bei entgegengesetzter Drehung der Steuerwelle aus der Mittellage wechselseitig ablösen. Die Kopfgebälde der Stellhebel erfassen die wagerecht im Maschinengestell geführten Riemenhubstangen an vorspringenden Zapfen.

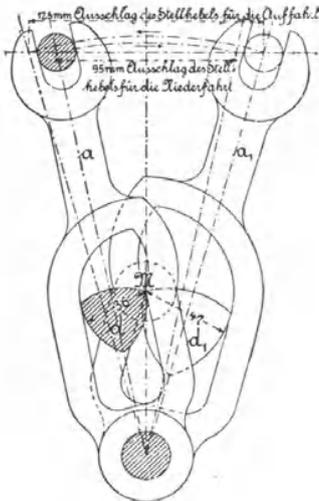


Fig. 400.

Aus Fig. 400, welche die gegenseitige Stellung beider Coulissenhebel für die Ruhelage der Steuerung bei ausgerücktem Betrieb darstellt, ist ersichtlich, dass die Hubwirkung der Dreiecksexcenter durch die radialen Coulissenschlitze vermittelt wird, während die Rastbahn in den gekrümmten Köpfen an den Schlitzenden liegt, deren nach aussen gewendete Bogen Kreise um die Steuerwellenachse  $M$  bilden.

Wenn man die Steuerwelle im Sinne des Uhrzeigers dreht, gleitet das Bogendreieck  $d$  in die zugehörige Rast und stützt den Hebel  $a$  in seiner äussersten Stellung links ab, während sich das andere Bogendreieck  $d_1$  nach unten im radialen Schlitz des Hebels  $a_1$  abwälzt und den zugehörigen Riemen von der aussen liegenden Losscheibe nach der Mitte auf die Arbeitscheibe umsteuert.

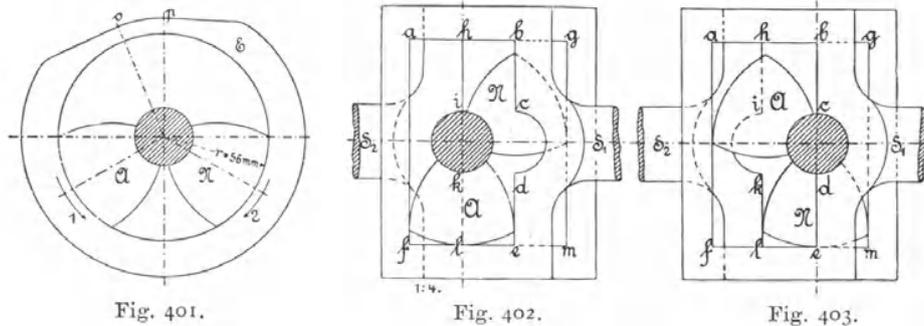
Den verschiedenen Breiten des weniger belasteten, gekreuzten Riemens zum Senken und des kräftigeren, offenen Riemens zum Aufwinden der Last entsprechen verschieden grosse Schubwege und Excenterhalbmesser 36 mm und 47 mm.\*)

#### Wendegtriebesteuerung für Riemenscheibenkupplungen von Unruh & Liebig.

Der nachtheilige Einfluss der Riemenführergabeln auf den Verschleiss häufig umgesteuerter Riemen hat Unruh & Liebig veranlasst, für lebhaft benutzte Aufzüge die Riemenverschiebung durch Riemenscheiben mit Reibungskupplungen zu beseitigen, d. h. die Riemenscheiben lose auf der Welle anzuordnen und nach Bedarf durch Einrücken einer Reibungskupplung mit der Welle zu verbinden.\*\*)

Das Steuerwerk für die wechselweise Kupplung der Riemenscheiben mit offenem und gekreuztem Riemen ist ganz ähnlich, wie das vorstehend beschriebene, ausgeführt und unterscheidet sich im wesentlichen nur dadurch, dass wegen der gegenseitigen Lage der Theile zu einander in dem Entwurf der ganzen Winde die Hubexcenter unmittelbar auf eine Schubstange einwirken, und dass erst an diese die Einrückhebel für die Kupplungen angeschlossen sind.

Die Ausführung ist in Fig. 401 bis 403 dargestellt. Fig. 401 entspricht der Mittellage der Steuerung, wo beide Dreiecksexcenter symmetrisch zur



Senkrechten durch die Steuerwellenachse stehen, und beide Kupplungen ausgerückt sind. Falls die Welle in der Richtung des Pfeiles 1 gedreht wird, arbeitet das Excenter *A* in dem Rahmen *abcdef* und drängt ihn mit der zugehörigen Schubstange  $S_1$  in die äusserste Stellung rechts, Fig. 402, um die Kupplung für die Auffahrt einzurücken. Während dieser Zeit ist das Excenter *N* in seinem Coulissenrahmen *hiklmg* nach oben gewandert, ohne die Schubstange  $S_2$  zu verstellen, weil hierbei die zum Wellenmittelpunkt konzentrische Scheibendruckfläche an der Rahmenseite *gm* entlanggleitet. Gleichzeitig wird  $S_2$  auf der anderen Seite dadurch abgestützt, dass sich der Rahmen mit seinem kreisförmigen Ausschnitt *ik* in der Seite *hl* von hinten gegen die Welle legt. Fig. 403 zeigt die Arbeitstellung des Excenters *N*, bei wirkungsloser Drehung von *A*, die eintritt, wenn die Welle im Sinne des Pfeiles 2 aus der Mittellage, Fig. 401, gedreht wird. In der Mittellage, Fig. 401, umschliessen die beiden Coulissenrahmen die Steuerwelle von entgegengesetzten Seiten mit ihren halbkreisförmigen Ausschnitten, wäh-

\*) Die zusammengestellte Zeichnung der zugehörigen Winde findet sich in der Abhandlung des Verfassers Z. d. V. d. Ing. 1890, S. 723. Siehe auch Taf. 19 mit Text S. 548 u. f.

\*\*) Die hierfür benutzten Kupplungen, D.R.P. 33704, sind mit Skizze in des Verfassers „Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke“, Berlin, Julius Springer 1890, S. 141, beschrieben.

rend die oberen Excentreckpunkte die gegenüberliegenden Rahmenseiten gerade in der wagerechten Mittellinie berühren und beide Kupplungen ausgerückt halten.

**Schneckenwinde für 750 kg Last und 14 m Förderhöhe von A. Gutmann in Ottensen.**

A. Gutmann in Ottensen benutzt für seine Aufzugschneckenwinden, Fig. 1 bis 3, Taf. 24, die getrennte Riemensteuerung von Unruh & Liebig, Fig. 400, S. 446, mit gleichseitigen Dreieckexcentern, die in den Riemen Schubhebeln mit Rastbahn arbeiten und je nach der Steuerrichtung abwechselnd die Riemenführerstange  $a$  oder  $b$  bethätigen. Auf der Welle der Drahtseilsteuerscheibe  $s$  sitzt die unrunde Hubscheibe  $e$  für den Bremshebel  $h$ , der durch sein Belastungsgewicht niederfällt und die Winde festbremst, wenn die Riemensteuerung in die Mittellage zurückgeführt wird, um den Betrieb zu unterbrechen, und die unrunde Scheibe den Hebel zu diesem Zweck freigibt. Die Bremsscheibe sitzt neben der Arbeitscheibe des gekreuzten Riemens für den Abwärtsgang. Die selbstthätige Ausrückvorrichtung für die äussersten Hubgrenzen entspricht der Konstruktion von Luther, Fig. 344, S. 399, mit der Abänderung, dass, im Hinblick auf den beschränkteren Drehwinkel der Excentersteuerung, das volle Stirnrad  $d$  auf der Abstellmuffe hier durch einen verzahnten Segmentarm  $d$  ersetzt ist, der in ein kleines Ritzel  $c$  auf der Steuerwelle eingreift und sie in Thätigkeit setzt, sobald die Abstellmuffe von der innen laufenden Schaltmuffe, Fig. 344, mitgeschleppt wird. Die Riemenscheibendurchmesser sind für den Abwärtsgang kleiner gewählt, als für den Aufwärtsgang, um grössere Senkgeschwindigkeiten zu erhalten. Die Scheiben für den 120 mm breiten und 6 mm dicken, offenen Riemen haben 500 mm, die Scheiben für den gekreuzten Senkriemen von 85 mm Breite, 380 mm Durchmesser. Dabei steigt die minutliche Umlaufzahl der Schneckenwelle von 200 während des Aufwindens, auf 263 beim Senken. Die Schnecke ist eingängig mit 2" engl. Steigung und 130 mm Theilkreisdurchmesser ausgeführt, also selbsthemmend, und greift in ein 28zähniges Rad von 453 mm Theilkreisdurchmesser ein. Aus dem Trommeldurchmesser, 520 mm, und der Übersetzung 1:28 ergeben sich mit den oben angegebenen Umlaufzahlen der Schnecke  $\sim 200$  mm Fördergeschwindigkeit in der Sekunde und 265 mm Senkgeschwindigkeit.

Die Stahlschnecke läuft nach veraltetem Muster nur in einem offenen Öltrog. Unter voller Belastung bleibt die spezifische Pressung im Wurmgetriebe  $k = \frac{P}{b \cdot t}$  auf  $\sim 16$  kg/qcm beschränkt, bei 890 kg Zahndruck im Theilkreise des Schneckenrades und 110 mm Zahnbreite an der Wurzel. Der verhältnissmässige Stützzapfendruck der Schneckenwelle ermittelt sich zu 17 kg/qcm.

Das Förderseil, ein Drahtseil von 18 mm Dicke mit 96 Drähten von 1 mm und 9500 kg Zerreiissfestigkeit für den Gesamtquerschnitt, umschlingt die Trommel in mehreren Windungen und trägt am ablaufenden Trum ein Gegengewicht zum Ausgleich des Fahrstuhleigengewichtes. Statt dessen können auch beide Seile getrennt auf dem Trommelumfang befestigt werden. In beiden Fällen sind zur Schonung der Drahtseile spiralförmige Nuthen für die Seilwindungen einzudrehen.

**Aufzugwinde mit Schnecke und Riemenbetrieb von Unruh & Liebig in Leipzig.**

Die Aufzugwinde, Taf. 19, Fig. 1 bis 5, giebt die Normalkonstruktion von Unruh & Liebig für Schneckenradwinden mit Riemenbetrieb, gesteuerter Bremse, Selbstabstellwerk für die obere und untere Fahrgrenze und Schutzvorkehrung gegen Hängeseil wieder.

Der Antrieb der Schneckenwelle erfolgt für die wechselnden Fahrrichtungen durch offenen und gekreuzten Riemen, deren Scheibenpaare symmetrisch auf den beiden Wellenenden untergebracht sind. Die glatt gezeichnete Trommel wird in der Ausführung mit spiralförmig eingedrehter Nuthe hergestellt und bietet für die üblichen Förderhöhen ausreichende Länge zur Aufnahme zweier Lastseile und eines in entgegengesetzter Wicklung aufgelegten Gegengewichtseiles, wofür besser ebenfalls zwei anzuwenden sind. Die Steuerwelle *I* wird vom Aufzuge oder von den Schachtzugängen aus mittelst der doppelrilligen Seilrolle *S* durch den Steuerzug in Tätigkeit gesetzt. Die Welle trägt am anderen Ende zwei gegeneinander versetzte excentrische Bogendreiecke, die in die zugehörigen Coulissenhebelarme *F* und *H* eingreifen und je nach der Drehrichtung der Steuerwelle die Riemenschubstangen aus der für abgestellten Betrieb gezeichneten Lage wechselweise verschieben, um damit den gekreuzten oder offenen Riemen auf seine Arbeitsscheibe überzuführen, während jedesmal der andere Treibriemen auf seiner losen Scheibe festgehalten wird. \*)

Dicht hinter den Steuerexcentern für die Riemen sitzt eine unrunde Scheibe *U*, auf die sich der um *B* drehbare doppelarmige Hebel mit seiner Kopfrolle legt. Die symmetrisch geformte Scheibe *U* wirkt in jeder Drehrichtung als Hubdaumen und drückt daher beim Ansteuern der Maschine durch die einstellbare Schraube *A* im Hebelschwanz den Kopf des ebenfalls doppelarmigen, aber parallel zur Trommelachse gelagerten und um *V* drehbaren Bremshebels am vorderen Ende nieder. Durch diese Hubbewegung werden die an dem Gestellzapfen *Z* aufgehängten, bogenförmigen Bremsbacken, welche an ihren unteren Enden Keilnuthenklötze tragen, und deren justirbare Spannstangen an einem gleicharmigen Doppelhebel auf der Drehachse *V*, Fig. 3, angeschlossen sind, rechtzeitig vor dem Anlauf der Winde von dem inneren Umfange der festen Bremscheibe abgezogen. Ähnlich wie Luther, Fig. 395 bis 397, S. 441, benutzen Unruh & Liebig zur Vereinfachung der Konstruktion die eine der beiden festen Riemen-scheiben gleichzeitig als Bremscheibe. In der gezeichneten Mittellage überlässt die unrunde Hubscheibe das Bremshebelwerk der freien Einwirkung des Spannhebelgewichtes *L*, Fig. 2 und setzt dadurch die Stoppbremse jedesmal beim Ausrücken des Riementriebes sofort in Tätigkeit.

Die lose auf die Steuerwelle *I* aufgesetzte Hülse *M* des Selbstabstellwerkes wird durch Kettentrieb von dem Rade *K* aus durch die Trommel-drehung zwangsläufig mitgenommen. An dieser Drehung nimmt auch die mit einem Führungslappen in einem Längsschnitt der Hülse eingreifende Schalmutter *O* theil, schraubt sich aber gleichzeitig auf dem Spindelgewinde der Steuerwelle *I* nach rechts oder nach links, weil die Spindel selbst durch den Eigenbewegungswiderstand des Steuerzuges festgehalten wird, bis die wandernde Mutter mit den festeingestellten Gegenklauenmuffen am Ende der Bahn zusammentrifft und durch den Kupplungschluss die Steuerung in die Abstelllage mitschleppt.

Der Schutz gegen Auftreten von Hängeseil, wozu das Weiterlaufen der Maschine beim Abwärtsfahren Veranlassung giebt, wenn sich der Fahrstuhl aus irgend welchen Ursachen fängt, wird in der allgemein üblichen Weise durch ein Kipphebelwerk vermittelt, das sich unter Einwirkung des Gewichtes *G* mit der Rolle *R* im regelrechten Betrieb gegen das straffe Lastseil abstützt und niederfällt, sobald diese Stützung durch Schlaffwerden des Seiles verloren geht. Die Stützrolle *R*, Fig. 4 u. 5 — bei zwei Lastseilen

\*) Vergl. die Beschreibung der Wirkungsweise des Apparates Fig. 400, S. 446. Im vorliegenden Fall sind beide Riemen gleich breit gewählt und daher auch die Excentricitäten der beiden Bogendreiecke einander gleich.

sind zwei solcher Rollen nebeneinander vorhanden — wandert, der Wickelbewegung des Seiles folgend, lose auf ihrer Tragwelle hin und her. Der Kopf der Kippwelle *W*, Fig. 5, trägt mit Spindelgewinde die von dem Gabelhebel *T* umklammerte und hierdurch an Drehung gehinderte Schubmuffe *N* und schraubt beim Umkippen der Stützhebel die Muffe nach aussen. Der Hebelausschlag rückt dann die in Feder und Nuth auf der Steuerwelle *I* verschiebbare Klauenmuffe *P* in die als Gegenklauenkupplung ausgebildete Stirnfläche der Hülse *M*, Fig. 4, ein. Indem hierdurch *M* mit der Steuerwelle gekuppelt wird, stellt sich die Maschine durch den Kettentrieb des Daumenrades *K* kurz nach dem Schlaffwerden der Tragseile selbstthätig ab.

Schnecke und Schneckenrad sind in üblicher Weise in ein Gehäuse mit Öltrog eingebaut. Das Gehäuse trägt auf seiner Stirnfläche die Angüsse zur Lagerung der Kippwelle *W* und des Gabelhebels *T*, Fig. 5, in symmetrischer Doppelausführung, um je nach den örtlichen Verhältnissen und dem Ablauf der Lastseile von der rechten oder linken Trommelseite, Welle und Hebel, wie gezeichnet, rechts, oder in anderen Fällen links einbauen zu können.

Bei der Konstruktion solcher Winden darf nicht übersehen werden, dass sowohl die gewöhnliche Selbstabstellung an den Hubgrenzen, wie die durch Schlaffwerden des Seiles, von der Trommel bethätigt wird, die zum Stillstand gelangt, sobald der Treibriemen seine feste Scheibe soweit verlassen hat, dass er die Last nicht mehr durchzuziehen vermag, ohne dass unter allen Umständen hierbei die volle Abstelllage der Steuerung erreicht wird. Der Riemen gleitet unter solchen Verhältnissen weiter und zieht gelegentlich auch wieder ruckweise an. Deshalb ist für rasches Abstellen zu sorgen, damit der Riemen möglichst voll auf die lose Scheibe überläuft. Von wesentlichem Einfluss ist auch die richtige Einstellung des Bremswerkes. Ähnliche Schwierigkeiten treten bei elektrisch betriebenen Aufzügen hinsichtlich der vollkommenen Stromausschaltung auf.

#### Gichtaufzug von A. E. Brown in Cleveland.

Abweichend von den sonst üblichen senkrechten Gichtaufzügen mit Förderschalen zum Aufstellen der Gichtwagen zieht Brown die Wagen unmittelbar durch das Förderseil auf einer unter  $60^{\circ}$  geneigten Bahn, Fig. 404, S. 451, von 1,3 m Spurweite, deren Schienen auf leichten Gitterträgern ruhen, zur Gichtmündung empor. \*) In dem zugehörigen, unten aufgestellten Dampfhaspel wird die Seiltrommel nur für die Auffahrt mit dem Triebwerk des Motors durch eine Reibungskupplung verbunden. Der oben entleerte Wagen läuft, bei ausgeschalteter Dampfmaschine, durch sein Eigengewicht selbstthätig zurück, sobald die Reibungskupplung genügend gelüftet wird. Erz und Zuschläge werden aus Handkarren in das Fördergefäß eingeschüttet, das zu dem Zweck in die 3 m tiefe Grube am unteren Ende der Gichtbahn zurückgesenkt werden kann. Die Koksfüllungen werden einem etwas höher angebrachten Schüttrumpf entnommen, der zur unmittelbaren Aufnahme des mit der Eisenbahn zugeführten Brennmaterials dient und dasselbe bei geöffnetem Abschlussschieber selbstthätig in das darunter aufgestellte Fördergefäß einlaufen lässt. Das 25 mm starke Förderseil erfasst den Gichtwagen, der 1 t Koks oder 2 t Erz aufnimmt, an einem hinten gelenkig angebrachten Zugbügel und bringt ihn an der Gichtmündung durch die Form und Anordnung der Bahnschienen selbstthätig in die Kipp-

\*) Z. d. V. d. I. 1898, S. 772. Die Brown'schen Hebe- und Fördereinrichtungen. Vortrag von A. Sahlin. Vertreter der Brown Hoisting & Conveying Machine Co. zu Cleveland.

lage zum Ausstürzen seiner Füllung in den Parry'schen Trichter, indem die Vorderräder bis auf den abwärts geneigten Kopf der Hauptbahn vorlaufen, während die breiteren Hinterräder auf steilgerichteten, aussen neben der Hauptbahn angeordneten Nebenschienen in die Höhe steigen. Der Antrieb der oberen Förderseilleitrolle durch den leer zurücklaufenden Wagen

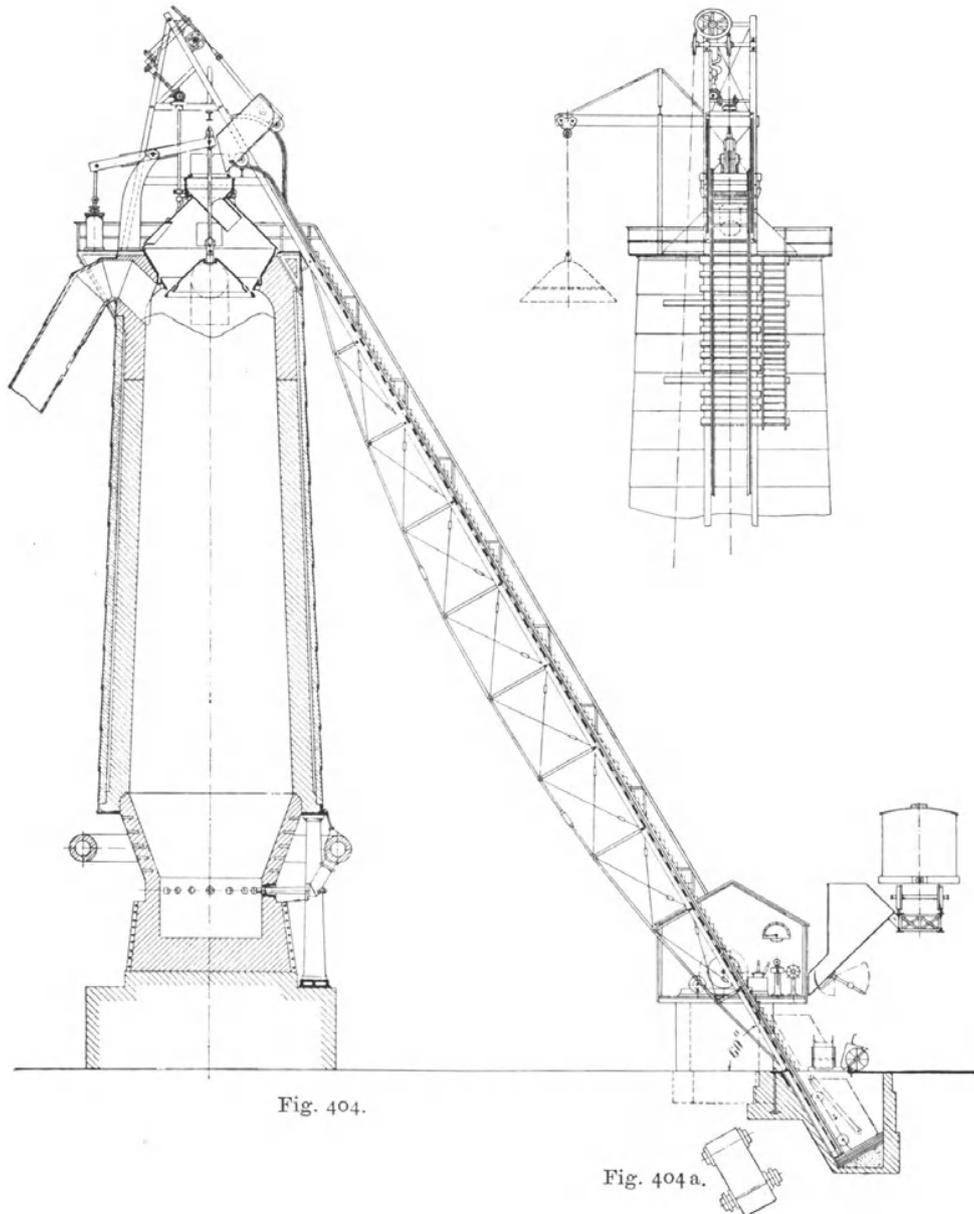


Fig. 404.

Fig. 404a.

wird durch eine einseitig wirkende Mitnehmerklinke, in Verbindung mit einer Wellen- und Räderwerktransmission, deren Übersetzung sich nach Bedarf verändern lässt, zum Drehen des oberen Vertheilungstrichters benutzt, — D. R. P. 57 691 — um eine gleichmässige Beschickung des Ofens zu erzielen. Beim Aufziehen der vollen Fördergefässe setzt das Klinkwerk die Drehung aus.

Für einen 24 m hohen Ofen sind zum Aufziehen des Wagens  $\sim 20$  Sek.,

zum Entleeren 4, zum Senken  $\sim 10$  Sek., zusammen also etwa 34 Sek. erforderlich.

Die ganze Anlage gestaltet sich einfacher, leichter und billiger, als Aufzüge mit senkrechter Förderung, und vermindert den Zeitaufwand, sowie die Zahl der Bedienungsmannschaften, weil Aufziehen, Entleeren und Rücklauf des Gichtwagens mit der gleichzeitigen Drehung des Vertheilungstrichters vom Aufzugwärter ohne Zwischenbedienung gesteuert werden, der von seinem Standort im Maschinenhause, ausser dem Dampfhaspel und dem Parry'schen Trichter, auch noch eine Vorrichtung zum Verschliessen der Einsturzöffnung bedient, durch die jedesmal vor dem Öffnen des Trichters zwei Gasverschlüsse heruntergesenkt werden. Die Senkbewegung und Senktiefe des Trichters werden selbstthätig im Maschinenhause angezeigt. Diese Vorrichtung liefert eine fortlaufende Kontrolle über die Zahl der Beschickungen und ihre Höhe im Ofen. Bei der Einfachheit der Anlage sind alle Theile leicht zugänglich und beim Schadhafwerden schnell wieder herzustellen oder zu ersetzen.

#### Doppelaufzüge.

Für sehr lebhaften Betrieb werden hie und da Doppelaufzüge angelegt, bei denen der eine Fahrstuhl als Gegengewicht für den anderen dient, die toten Lasten sich also gegenseitig ausgleichen, indem beide Förderschalen von einer gemeinsamen Winde betrieben werden, und der eine Stuhl aufsteigt, während der andere niedergeht. Auch hier bleibt zu beachten, dass die Führungswiderstände des aufsteigenden Stuhles die Last vermehren und die des niedergehenden, wie bei den sonstigen Gegengewichten, die Wirkung der Gewichtsausgleichung abschwächen, so dass man, nach Berücksichtigung der Kraftverluste im Triebwerk, für grössere Anlagen noch mindestens 100 kg von der ideellen Gegengewichtsausgleichung abrechnen muss, damit der Kraftbedarf nicht unterschätzt wird.

Die Anlagen verlangen ferner ähnliche Verbindungen der Steuerung mit den Bremsen, wie die S. 437 u. f. beschriebene Ilsenburger Konstruktion.

Soll ein Doppelaufzug möglichst vollkommen ausgenutzt werden, so ist dafür zu sorgen, dass die Wechselförderung nicht nur zwischen dem ersten und letzten Stockwerk oder hierzu gleichliegenden Lagerböden, sondern zwischen ganz beliebigen Stockwerken stattfinden kann. Dies setzt voraus, dass eine der beiden Fördertrommeln mit der Welle durch eine lösbare Kupplung verbunden ist, um für wechselnde Fördergrenzen die zugehörige Seillänge durch Drehen dieser Trommel zu kürzen oder zu verlängern und dann erst wieder zur Aufnahme des Betriebes festzukuppeln.

Man pflegt den Fahrstuhl der lösbaren Trommel in die untere Stellung zu senken und die Trommel loszukuppeln, nachdem man den Stuhl abgestützt hat, um dann mit der Aufzugwinde den anderen Stuhl in die entsprechende höchste Stellung für die neuen Betriebsverhältnisse zu bringen. Durch Schluss der Kupplung wird der Aufzug in der gewünschten Weise betriebsfähig. Bisweilen ordnet man für den Wechsel der Fördergrenzen auch eine besondere kleine Handwinde an, wie aus Fig. 9, Taf. 12, ersichtlich. Die Trommel *A* sitzt fest auf der Welle, *B* ist dagegen nur mit der Kuppelscheibe *K* verschraubt und kann nach Lösen der Verbindungsschrauben durch seitliches Einrücken des kleinen Zahnrades *Z* in den innen verzahnten Trommelkranz mit Hilfe der Handkurbel beliebig gegen die ruhende Trommel *A* verstellt werden, um das zugehörige Seil bis zur gewünschten Fördergrenze auf- oder abzuwinden.

In den meisten Fällen zieht man den Doppelaufzügen, auch bei lebhaften Betrieben, getrennte Aufzüge vor, weil die Lasten im Gebäude auf eine grössere Grundfläche vertheilt werden müssen, und es bequemer ist,

die Aufzüge selbst in den Mittelpunkt ihres Ladeverkehrs zu verlegen, damit der Horizontaltransport der Lasten im Speicher beschränkt bleibt.

**Aufzug mit Wasserkasten von James Farmer in Manchester.**

Den Aufzügen mit Gegengewichten schliessen sich die Anlagen an, welche den Rücktrieb durch das Übergewicht des Fahrstuhles oder des Gegengewichts für den regelmässigen Wechsel der Förderrichtung verwerthen, indem sie künstliche Wasserbelastung der Förderschale in der höchsten Stellung zum Senken des leeren Aufzuges verwenden, während dem unveränderlichen Gegengewicht die Aufgabe zufällt, die beladene

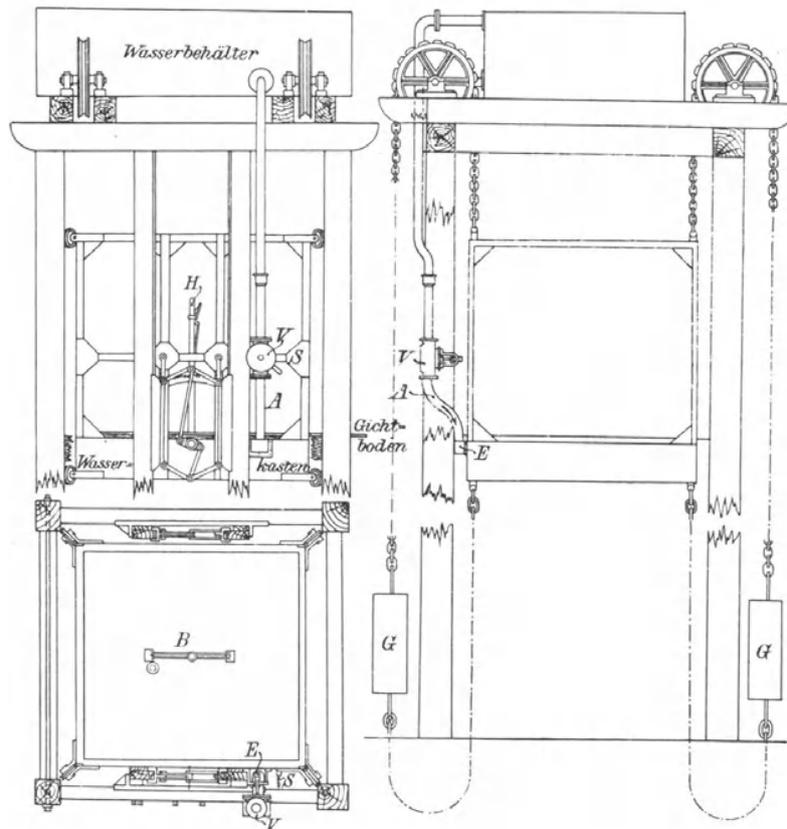


Fig. 405.

Förderschale wieder nach oben zu ziehen, nachdem der Wasserkasten auf der Lastseite entleert ist.

Derartige Anlagen gestalten sich in der Ausführung einfach und arbeiten wirtschaftlich vortheilhaft, sobald sich das Betriebswasser genügend billig beschaffen lässt. Die günstigsten Vorbedingungen hierfür liefern natürliche Wasserzuflüsse in der Höhe der oberen Fördergrenze. Im Harz, in Schlesien und in England ist der naheliegende Gedanke schon lange zum Betrieb von Gichtaufzügen verwerthet worden. Fig. 405 veranschaulicht eine englische Ausführung von Farmer aus dem Jahre 1874. \*)

Die Förderschale hängt an vier Ketten, die unterhalb der eingeschalteten Gegengewichte *G* nach dem Boden der Schale zurückgeführt sind, damit der

\*) Engineering, Decemberheft 1874.

Einfluss der sonst veränderlichen Kettenlänge auf die Lastvertheilung ver-schwindet, und der Arbeitsaufwand unveränderlich bleibt.

Der unterhalb der Förderschale angenietetete eiserne Wasserkasten wird aus einem hochliegenden Sammelbehälter gefüllt, wenn der Fahrstuhl oben entladen wird. Hierzu ist am Kasten aussen ein kurzer Füllstutzen *E* unter der Mündung des Rohres *A* angebracht, das durch Öffnen des Absperrventils *V* Wasser aus dem Behälter einströmen lässt.

Die Bremse zum Regeln der Fahr-geschwindigkeit und zum Feststellen des Fahrstuhls an den Hubgrenzen ist in den Förderkorb selbst eingebaut und besteht aus einer Kniehebelbremse mit einem Klinkhebel *H*, der von einem mitfahrenden Arbeiter gesteuert wird. Löst der Arbeiter die Bremse zur Niederfahrt aus, so beginnt der Rücklauf, sobald der Wasserkasten ausreichend gefüllt ist, und der niedergehende Fahrstuhl schliesst durch den Anschlag *S* das Ventil *V* rechtzeitig selbstthätig ab.

Beim Eintreffen des Fahrstuhles auf der Fördersohle wird ein Ventil im Wasserkastenboden von unten selbstthätig aufgestossen, um die Senk-füllung zu beseitigen und das Übergewicht der Gegengewichte zum Auf-ziehen der neu belasteten Förderschale wieder herzustellen.

Wendet man Kettendaumenräder oder Reibungsrollen für Drahtseile statt der einfachen Leitrollen an, so gewinnt man den Vortheil, dass man die Bremse aus dem Fahrstuhl auf eine Triebwerkachse verlegen und leicht bedienen kann, ohne einen Arbeiter auf die Förderschale zu stellen. Man benutzt hierzu eine gewöhnliche Bremse mit belastetem Spannhebel, die, sich selbst überlassen, den Aufzug feststellt und zum Fördern vom Arbeiter gelüftet wird.

Mit dieser einfachen Abänderung sind derartige Aufzüge mehrfach als Baumaterialienaufzüge verwendet und unter anderen von Möller & Blum für grosse Bauten in Berlin, Cassel u. s. f. geliefert, meist als Doppelaufzüge mit Wasserkasten für beide Förderschalen, unter Fortfall eines festen Gegen-gewichts.

Zum Heben von 200 bis 250 gewöhnlichen Mauersteinen, die etwa 700 bis 800 kg wiegen, ist ungefähr ein Kubikmeter Wasserfüllung erforder-lich, da sich die Triebwerkwiderstände auf die Führungsreibung der Förder-schale und die Wirkungsverluste des Seil- oder Kettenlaufes mit den zu-gehörigen Rollen beschränken. Hierfür ist ein Güteverhältniss von etwa 85 % anzunehmen und demnach ausreichender Überschuss an Triebkraft vorhanden, um die Beschleunigungswiderstände zu überwinden und eine genügend grosse Fördergeschwindigkeit zu sichern.

Für Bauten bieten die Aufzüge den Vortheil, dass sie leicht zerlegt und wieder montirt werden können, ohne besondere Sorgfalt zu erfordern, und dass sich der mechanische Antrieb ausserordentlich einfach gestaltet. Ist billiges Leitungswasser vorhanden, so genügt ein Anschlussrohr an die öffentliche Wasserleitung mit einem Sammelbehälter auf dem Baugerüst; aber selbst wenn man das Wasser erst durch eine Dampf-pumpe auf das Gerüst heben muss, ergibt sich, anderen Anlagen mit ausschliesslichem Dampf-betrieb gegenüber, der Vortheil, dass die Dampf-pumpe nur den mittleren Arbeitsverbrauch des Aufzuges zu leisten hat, weil sie während der Förderpausen fortarbeiten kann, und der Sammelbehälter die Leistung für die unterbrochene Wasserentnahme ohne Verlust aufspeichert. Die Pumparbeit wird bisweilen Lokomobilen übertragen, die etwa zur Mörtel-bereitung oder für andere Zwecke auf dem Bauplatz vorhanden sind. Auch hier bietet sich aber durch elektrischen Betrieb eine neue Lösung der Aufgabe, die im allgemeinen wirthschaftlich günstiger ausfällt und in grossen Städten durch die verfügbaren öffentlichen Leitungen leicht ange-wandt werden kann.

**Aufzüge mit elektrischem Betrieb.****Allgemeines.**

Die Winden für elektrischen Aufzugbetrieb werden wegen der hohen Umlaufzahlen der Elektromotoren fast ausnahmslos mit Schnecke und Schneckenrad gebaut, weil das Wurmgetriebe durch seine starke Übersetzung den gedrängtesten Bau der Maschinen ermöglicht und bei den höchsten Geschwindigkeiten noch vollkommen geräuschlos arbeitet. Selbst in Speichern, wo die Rücksichten auf geräuschlosen Gang sehr in den Hintergrund treten, findet man nur hier und da elektrisch betriebene Stirnräderwinden, häufiger sind sie dagegen im Krahnbetrieb anzutreffen.

In der Regel verwendet man sogenannte selbsthemmende Schnecken, d. h. eingängige, mit einem mittleren Steigungswinkel  $\alpha$  bis etwa  $9^\circ$ , deren Reibung, einschliesslich der sonst in der Aufzugmaschine auftretenden passiven Bewegungswiderstände den selbstthätigen Rücklauf aus der Ruhelage verhindert und die Wirkung der Stoppbremse zum Anhalten auf bestimmter Förderhöhe unterstützt. Dass der Reibungswiderstand der Bewegung wesentlich geringer ist, als der der Ruhe, und gut eingelaufene Schnecken im Ölbad bei den üblichen hohen Umlaufzahlen selbst mit etwa nur  $6^\circ$  Steigung noch  $70\%$  Nutzeffekt und mehr liefern, also im vollen Betrieb die Eigenschaft der Selbsthemmung verlieren, ist in den eingehenden Angaben über das Verhalten der Wurmgetriebe, S. 196 u. f., mitgeteilt. Die Wahl kleinerer Steigungswinkel als  $9^\circ$  hat also hauptsächlich nur die Wirkung, die Ruhelage mehr zu sichern und die Stoppbremse zum genauen Anhalten in bestimmter Höhe ohne Stoss kräftig zu unterstützen.

Da die Selbsthemmung in der Ruhelage für Auf- und Niederfahrt äusseren Antrieb verlangt, sind Wendegetriebe oder umsteuerbare Motoren erforderlich. Man nutzt die hierbei für die Aufzuganlage geschaffenen Verhältnisse weiter dahin aus, dass man durch das Gegengewicht für den Fahrstuhl auch noch die mittlere Nutzlast ausgleicht, um möglichst kleine Motoren zu erhalten, die, abgesehen von den passiven Widerständen des Aufzuges, nur den nicht ausgeglichenen Gewichtsantheil zu heben haben. Damit gewinnt man gleichzeitig den für die Betriebsicherheit nicht zu unterschätzenden Vortheil, dass sowohl die aufsteigende, wie die sinkende Last unter der Gewalt des Motors bleibt, und dass bei Verwendung von Nebenschluss- oder Drehstrommotoren, die unter wechselnder Belastung mit nahezu gleichbleibender Geschwindigkeit laufen, die im Entwurf vorgesehene Grenzgeschwindigkeit auch bei fahrlässiger Steuerung weder bei der Auf- noch bei der Niederfahrt überschritten werden kann. Hauptstrommotoren, deren Geschwindigkeit mit abnehmender Belastung zunimmt und sich beim Senken von Lasten bis zum Durchgehen steigern kann, bieten diese Sicherheit nur mit besonderen Widerstandschaltungen und werden daher im Aufzugbetrieb auch wenig verwendet. Wohl findet man aber mehrfach die sogenannten Doppelschlussmotoren, d. h. Gleichstrommaschinen mit gemischter Wicklung, um das Anzugmoment zu steigern. — Vergl. Bd. 2, S. 51.

Der mittelbare Antrieb von Aufzugwinden durch Elektromotoren ohne elektrische Umsteuerung mit Riemen- oder Reibrädern ist anfangs mehrfach ausgeführt, bildet jetzt aber die Ausnahme, weil die Vereinfachung oder Entbehrlichkeit des Anlasswiderstandes für derartig leer anlaufende Maschinen durch die mechanischen Wendegetriebe der Riemen- oder Reibräderumsteuerung aufgewogen wird und auch die unbedingte Abhängigkeit der Winde vom Motor durch diese Zwischenglieder weniger vollkommen gesichert ist.

Bemerkung. Die eigentlichen elektrischen Einrichtungen, insonderheit die elektrischen Steuerapparate sind im zweiten Bande eingehend und hier vorzugsweise nur die mechanischen Konstruktionstheile der Windenanordnungen u. s. f. beschrieben.

Gegenwärtig kommen derartige Anlagen vorzugsweise nur noch für Einphasenmotoren in Betracht, die nicht belastet anlaufen, oder in Fällen, wo der elektrische Betrieb durch eine Transmissionswelle gleichzeitig noch für andere Arbeitsmaschinen mit ausgenutzt werden soll.

Die Regel bilden umsteuerbare Nebenschluss- oder Drehstrommotoren mit unmittelbar angekuppelter Schneckenwelle für das Aufzugtriebwerk.

Um Zwangsspannungen von der in vier Lagern laufenden Anker- und Schneckenwelle fernzuhalten, pflegt man bewegliche Kupplungen zu benutzen, von denen Fig. 181 bis 184 auf S. 223 bis 225 verschiedene Ausführungsformen darstellen.

In den meisten Fällen genügt die starke Übersetzung der Schneckentriebwerke, um auf weitere Vorgelege zwischen Motor und Windentrommel verzichten zu können.

Die Trommel nimmt ausser dem Lastseil das Gegengewichtseil in entgegengesetzter Wicklung auf, und beide Seile — oder bei mehrfachen Tragseilen alle — werden von der Trommel über wandernde Leitrollen in den Schacht nach der Fahrzellen- und Gegengewichtsbahn geführt. — Vergl. Fig. 118 und 119, S. 128. Da Förder- und Gegengewichtseil auf entgegengesetzten Seiten der Trommel auf- und ablaufen, lässt es sich bei beschränkten Platzverhältnissen häufig nicht vermeiden, dass das eine Seil oder die eine Seilgruppe kurz hintereinander entgegengesetzte Biegungen erleidet. Diese nachtheilige Inanspruchnahme ist eine der Ursachen der oft störend empfundenen kurzen Lebensdauer der Drahtseile elektrischer Aufzüge. Es muss deshalb beim Entwerfen von elektrischen Anlagen stets danach gestrebt werden, wenigstens durch möglichst grosse Rollen- und Trommeldurchmesser die schädlichen Biegungseinflüsse thunlichst zu beschränken.

Die Abhängigkeit der Zugkraft von der Stromstärke schliesst die Möglichkeit aus, den Aufzug durch allmähliches Abdrosseln des Stromes mit der elektrischen Triebkraft des Motors bis in die Haltstellung zu bringen, weil der Anker stehen bleibt, sobald der Strom unter eine gewisse Grenze sinkt, und der Aufzug andererseits durch die lebendige Kraft der Massen über die Fahrgröße hinausgeht, wenn man erst beim Eintreffen im Stockwerk den Strom unterbricht. Der Motor muss deshalb schon vor dem Erreichen des Fahrzieles abgestellt werden, und der Stoppbremse fällt die Aufgabe zu, die freie Auslaufperiode möglichst abzukürzen, um den Fahrstuhl in gewünschter Höhe zur Ruhe zu bringen. Hierfür schaltet man beim Abstellen des Motors nicht selten auch den Anker auf einen Widerstand, um die Maschine selbst in eine Bremse zu verwandeln. Die zum genauen Anhalten am Fahrziel erforderliche Abkürzung der an sich mit der Last veränderlichen und für Auf- und Niederfahrt verschiedenen Auslaufperioden beschränkt den Stoppvorgang auf Bruchtheile einer Sekunde im Gegensatz zu der leicht auf 3 bis 4 Sekunden auszudehnenden Abstellperiode hydraulischer Aufzüge und wirkt selbstverständlich um so schroffer, je grösser die regelrechte Fahrgeschwindigkeit ist.

Die nahezu plötzliche Vernichtung der Massenenergie des ganzen Triebwerkes, des Fahrstuhles und vor allem des im durchschnittlichen Betrieb Kabine und Nutzlast überwiegenden Gegengewichts bildet den Hauptgrund der raschen Seilzerstörung, für die häufig zu Unrecht die Seillieferanten verantwortlich gemacht werden, während sie sich einfach aus der Unterschätzung der nach dem Beharrungszustand beurtheilten Seilanstrengung erklärt, also dem Aufzugssystem und dem Konstrukteur des Aufzuges zur Last fällt.\*)

\*) Erfahrungsgemäss halten auch langsam laufende Kranseile, trotz meist höherer Beanspruchung im Beharrungszustande, verhältnissmässig länger als Aufzugseile, weil die

Aus diesen Gründen ist es nicht rathsam, für die gewöhnlichen Steuerapparate höhere Fahrgeschwindigkeiten als 0,5 m in der Sekunde zu wählen. Darüber hinaus sind Motoren mit Geschwindigkeitsregulierung anzuwenden, um vor dem Abstellen die Fahrgeschwindigkeit jeweilig so weit herabzusetzen, dass zum Anhalten die günstigeren Verhältnisse der langsam laufenden Aufzüge erreicht werden. Verschiedene Mittel zur Tourenregulierung sind im zweiten Bande, u. a. S. 56, 122, 250, 366, 369, 372 beschrieben. Wird der Aufzug ohne Selbstabstellung in den einzelnen Stockwerken von Hand gesteuert, so kann man auch die Fahrgeschwindigkeit von Hand regeln. Sind Selbstabsteller vorhanden, so muss bei grossen Fahrgeschwindigkeiten die Geschwindigkeitsregulierung mit diesen zwangsläufig verbunden werden.

Die im zweiten Bande eingehend erörterten eigenthümlichen Vorgänge beim Anlassen und Abstellen von Elektromotoren, und die Empfindlichkeit der elektrischen Anlassapparate verlangen im Aufzugsbetrieb ganz besondere Berücksichtigung, weil durch den Standpunkt des Führers die in Thätigkeit gesetzten Apparate der unmittelbaren Beobachtung entzogen bleiben, und Dehnungen in mechanischen Steuerzügen leicht fehlerhafte Einwirkungen nach sich ziehen.

Wird der Aufzug von der Fahrzelle aus gesteuert, so ist die Otis'sche oder Stigler'sche Steuerkurbel, Fig. 338 bis 341, S. 394 u. 396, oder eine andere Vorrichtung anzubringen, die dem Führer in gleicher Weise, unabhängig von der eigenen Fahrbewegung, in jedem Augenblick durch eine Skala einen festen Massstab für die Stellung der Steuerung bietet. Für wichtige Anlagen ist ausserdem ein Ampèremesser in der Kabine zur ständigen Beobachtung der jeweiligen Stromstärke empfehlenswerth, um dem Führer selbst einen Einblick in die Wirkung seines Steuerns auf das Anschwellen des Stromes zu gewähren. Am empfehlenswerthesten sind selbstthätige Anlasser mit automatischer Magnetschaltung, Bd. 2, S. 421 u. 423.

Alle Apparate zur Geschwindigkeitsregulierung des Motors durch Einstellen des Schalthebels auf verschiedene Widerstandstufen, sind so zu bauen, dass die einzelnen Schaltstufen ohne gefahrvolle Erhitzung beliebig lange beibehalten werden können, und die Kontakte möglichst gegen Abbrennen geschützt bleiben.

Von hervorragender Wichtigkeit ist ferner die Sicherung der Mittellage des elektrischen Stromschalters beim Abstellen des Motors, um Anker und Anlasswiderstände gegen Durchbrennen zu schützen und unbeabsichtigtes Umsteuern zu verhüten. Ausser reichlich totem Gang zwischen den Anfangslagen des Anlassers für Vor- und Rücklauf sind hierzu für mechanische Steuerzüge mit eigener Massenträgheit in der Regel noch weitere Schutzvorkehrungen nothwendig oder mindestens empfehlenswerth, welche die elektrische Schaltkurbel in ihrer Mittelstellung verriegeln, wenn der Steuerzug von Hand über seine Mittellage fortbewegt oder bei selbstthätigen Stockwerkeinstellungen durch den Fahrstuhl über diese hinaus mitgeschleppt wird, bevor die Maschine zum Stillstand gelangt. Vergl. das Kapitel: „Die Gefahr der Selbstumsteuerung“, S. 425, und Bd. 2, S. 221 u. f.

Die Möglichkeit, dass mechanische Selbstabsteller bei wechselnden Fahrgeschwindigkeiten unpünktlich arbeiten, und die Abhängigkeit ihrer Wirkung von der Bremskraft, die selbst schwer vollkommen gleich zu erhalten ist, weil zufälliges Auftropfen von Öl auf die Bremsscheibe erhebliche Schwankungen hervorrufen kann, mahnen zu der Vorsicht, für schnell-

Lastgeschwindigkeit der Montirungskrahn meist nur 3—4 m/min. gegenüber 30 m/min. und mehr für Aufzüge beträgt, und der Trägheitswiderstand dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist. Zur Schonung der am meisten in Mitleidenschaft gezogenen Gegengewichtseile empfiehlt sich die Aufhängung der Gegengewichte an Pufferfedern.

fahrende elektrische Aufzüge die Schachtbahn zu beiden Seiten der äussersten regelrechten Grenzen ausreichend, d. h. je nach den Geschwindigkeiten um 0,8 m und mehr nach oben und etwa um die Hälfte dieses Werthes nach unten zu verlängern, um schweren Gefahren vorzubeugen, die sonst bei zufälligem Überfahren eintreten. Man pflegt in solchen Fällen ausserdem zur grösseren Sicherheit doppelte, in ihrer Wirkung abgestufte, kurz hintereinander einfallende Bremsen anzuordnen. Bringt man jenseits der regelrechten Fördergrenzen in der Fahrbahn Stromausschalter an, so erfolgt die Betriebsunterbrechung mit gleichzeitiger Bremsung, auch wenn die sonstigen mechanischen Selbststeller vorher ihren Dienst versagt haben sollten, durch das Anfahren des Förderkorbes gegen diese Ausschalter.

Die vorstehend kurz zusammengefassten Hauptgesichtspunkte setzen zu ihrer sachgemässen Anwendung ein eingehendes Studium des umfangreichen Materials voraus, das im fünften Abschnitt Bd. 2 zusammengestellt ist und daselbst besonders auf S. 236 u. f. sowie vor allem S. 318 u. f. auch vielfache Ergänzungen zu den nachfolgenden Beispielen einzelner Ausführungen bietet. Die Anforderungen an die Sicherung der Schachtzugänge, S. 408, sind für elektrischen Betrieb selbstverständlich die gleichen, wie für alle anderen Aufzuanlagen, und auch bezüglich der Fangvorrichtungen und der Schutzmittel gegen Hängeseil kann auf die früheren Angaben, S. 369 u. f., sowie S. 391 hingewiesen werden.

Die Betriebsmaschinen werden in der Regel in Keller-, besser aber in gut belichteten und trockenen Räumen des Erdgeschosses, untergebracht, selten im Dachstock, weil hier das feine Geräusch der schnelllaufenden Elektromotoren sich leichter störend durch das ganze Gebäude fortpflanzt, obwohl gerade der Einbau dort die Anlage im übrigen vereinfacht.

Einfache Fundamente oder Grundrahmen, geringer Raumbedarf und zahlreiche Gelegenheiten, die Betriebskraft durch einfachen Kabelanschluss an das Netz einer öffentlichen Centrale zu entnehmen, gehören zu den Vorzügen des elektrischen Betriebes, der sich in wirthschaftlicher Beziehung, im Vergleich zu hydraulischen Anlagen dadurch besonders günstig gestaltet, dass der Kraftverbrauch sich vollkommen selbstthätig der Nutzleistung anpasst und die Betriebskosten meist wesentlich beschränkt, aber die geringere Empfindlichkeit der hydraulischen Steuerapparate und ihre hervorragend sanfte Wirkung und leichte Regulirbarkeit sichert den hydraulischen Aufzügen auch heute noch Abnehmer.

In der Ausbildung der Bd. II, S. 387 bis 439, beschriebenen Knopfsteuerungen für elektrische Aufzüge ist eine Vereinfachung der Bedienung gewonnen, die durch kein anderes System erreicht wird.

Anlagen mit mässiger Fahrgeschwindigkeit bieten nach dem heutigen Standpunkt der Technik und vielfach erprobten Ausführungen keine besonderen Schwierigkeiten. Sie machen auch geringe Ansprüche an die Einsicht des Wärters. Anders liegen die Verhältnisse für schnellfahrende elektrische Aufzüge. Es ist dringend davor zu warnen, derartige Anlagen von Konstrukteuren ohne sehr umfassende Erfahrungen ausführen zu lassen. Ebenso darf die Bedienung nur sicher erprobten Führern überlassen werden, weil die Einrichtungen viel verwickelter ausfallen, als für schnellfahrende hydraulische Aufzüge, und ungeschulte Wärter die ganze Anlage gefährden können.

Auch bei Druckknopfsteuerung für schnellfahrende Aufzüge scheint zur Zeit noch das Mitfahren eines Führers empfehlenswerth.

Mit Rücksicht auf die Betriebsicherheit und die Verminderung der Ausführungskosten für die Elektromotoren und ihre Nebenapparate beschränkt man die Stromspannung in der Regel auf 110 bis 220 Volt, eine Spannung, die in den meisten Centralen für Lichtbetrieb zur Verfügung

steht. Über diese Grenzen pflegt man nur hinauszugehen, wenn die Arbeitsmaschinen an Kabel von elektrischen Centralen angeschlossen werden, die vorzugsweise zur Kraftübertragung dienen und deshalb mit höheren Spannungen, bis etwa 500 Volt, arbeiten.

Bezeichnet  $\eta$  den Wirkungsgrad des Elektromotors,

$N$  die Zahl der vom Aufzug thatsächlich verbrauchten PS,

so ist der Wattverbrauch  $= \frac{736 N}{\eta}$  . . . . . 283. \*)

Für Motoren mit Geschwindigkeitsregulirung ist zu beachten, dass bei gleichbleibender Leistung in PS die Zugkraft mit der Zunahme der Geschwindigkeit abnimmt, für den Motor also die von Last und Geschwindigkeit abhängige grösste Leistung in Rechnung zu stellen ist. Den Wirkungsgrad der meist mit Schnecken von geringer Steigung mit Selbsthemmung in der Ruhelage gebauten Aufzüge pflegt man für den Entwurf, bezogen auf den nicht ausgeglichenen Theil der Nutzförderlast, in der Regel nur zu 33% anzunehmen. Über die Wahl der Motorgrösse siehe Bd. II, S. 144 u. f.

**Wirtschaftsaufzug mit elektrischem Antrieb von Ad. Zaiser in Stuttgart für 50 kg Nutzlast und 0,3 m Fahrgeschwindigkeit in der Sekunde.**

Der Aufzug, Fig. 406 bis 409, S. 460, ist vorzugsweise zum Aufziehen von Brennmaterial in Miethshäusern bestimmt und in gleicher Ausführung auch als Speise- oder Aktenaufzug u. s. f. verwendbar. Die halbe Nutzlast wird sammt dem Eigengewicht des Förderkorbes in üblicher Weise durch ein Gegengewichtseil ausgeglichen, das sich um die Windentrommel von 400 mm Durchmesser in entgegengesetzter Richtung wie das Lastseil auf- und abwickelt. Die Hubgeschwindigkeit beträgt  $\sim 300$  mm i. d. Sekunde.

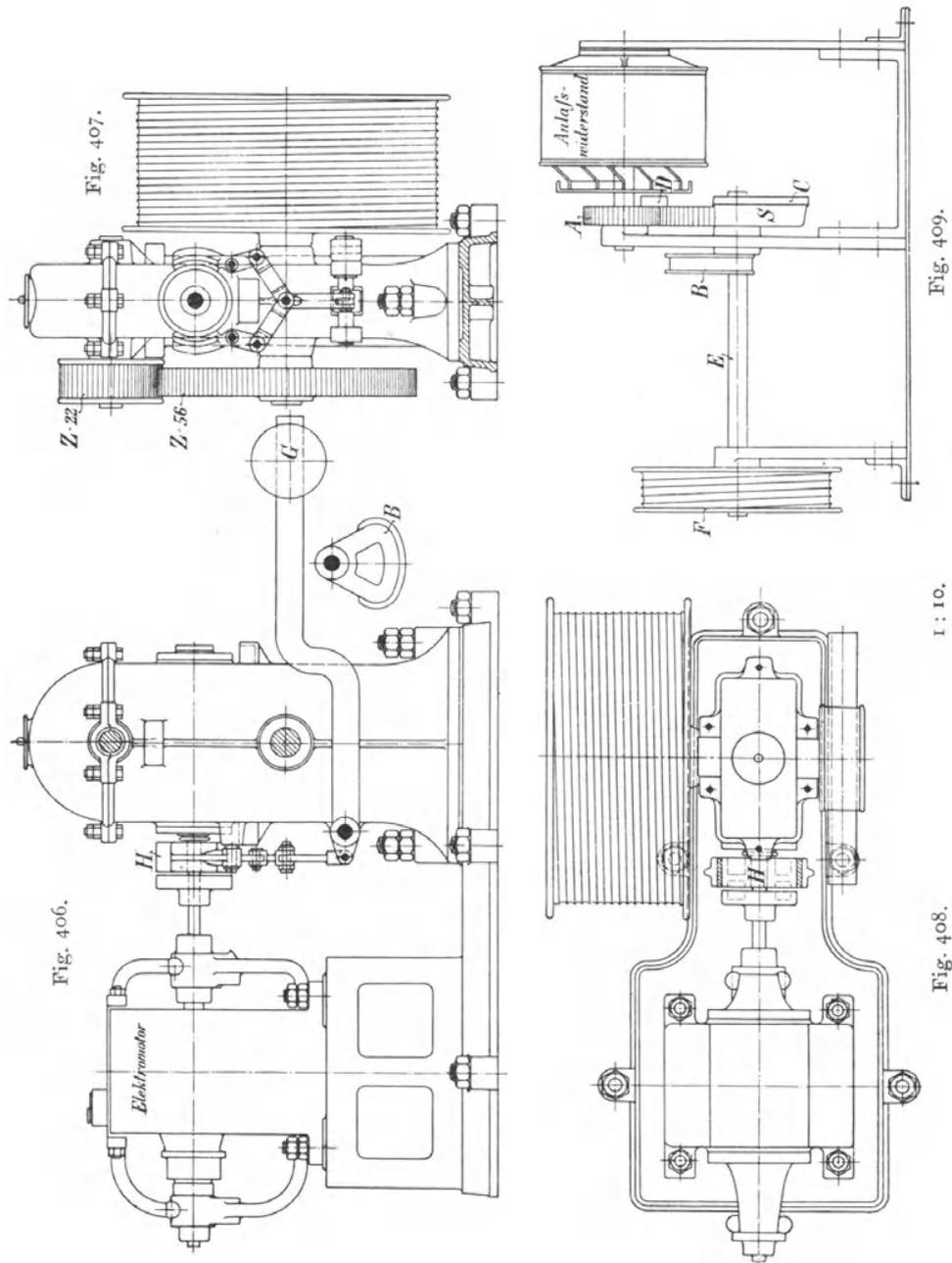
Der kleine Nebenschlussmotor arbeitet mit etwa 1200 Umläufen in der Minute auf die mit seiner Achse durch eine elastische Kupplung verbundene eingängige Schnecke von  $\frac{3}{8}$ " engl. Theilung und 46 mm Theilrissdurchmesser, die in dem geschlossenen Öltrog in ein 35zähniges Rad aus Phosphorbronze eingreift. Das hintere Schneckenlager ist als Kamm-lager mit 20 mm Kern- und 30 mm Bunddurchmesser, bei 5 mm Kamm-dicke und 75 mm Gesamtzapfenlänge ausgeführt. Der Lagerkörper selbst besteht aus einer zweitheiligen, gusseisernen Hülse mit eingepasstem Bronzefutter und wird mit einer angegossenen Flanschscheibe von aussen gegen den Schnecken-trog geschraubt. Die Hülshälften sind an beiden Enden durch übergeschraubte Ringmuttern zusammengehalten. Das vordere Lager ist in gleicher Weise am Schnecken-trog befestigt, aber als einfaches Halslager ungetheilt. Die Einsatzöffnungen im Trog für die Lagerbüchsen sind etwas grösser, als der äussere Schneckendurchmesser, so dass man die Schneckenwelle, nach Lösen der Büchsen, aus dem Trog herausziehen kann.

Zwischen Schneckenrad- und Trommelwelle ist zur weiteren Übersetzung noch ein Stirnräderpaar mit den Zähnezahlen 22 und 56 eingeschaltet, von denen das kleinere in Rohhaut ausgeführt ist. Diese Bauart gestattet gleichzeitig eine vielseitigere Verwendbarkeit desselben Maschinenmodells für andere Last- und Geschwindigkeitsverhältnisse durch Wahl einer anderen Stirnräderübersetzung. Der gusseiserne, mit dem Schneckenradgehäuse zusammengegossene Fuss des Maschinengestells nimmt die Trommelwelle in Lageraugen mit Bronzefuttern auf, und ist ausserdem mit Angüssen für die Spannhebel-drehachse der Bremse und die Bremsbackenzapfen versehen. Als Brems-scheibe ist die eine Hälfte  $H$  der elastischen Kupplung benutzt und die Bremse selbst als Doppelbackenbremse mit Kniehebelwerk gebaut. Die gusseisernen Backen sind mit Leder gefüttert.

\*) Siehe Bd. II, S. 19, Gleichung 52.

Motor und Windengestell stehen auf gemeinsamer, gehobelter gusseiserner Grundplatte.

Getrennt daneben ist in einem besonderen Bockgestell die Steuerwelle *E* mit der Steuerseiltrommel *F*, der Hubdaumenscheibe *B* für den



belasteten Bremshebel und dem Anlasswiderstand untergebracht. Die Drehung der Steuerwelle wird auf die Achse des elektrischen Wendeanlassers durch das Räderpaar *SA* übertragen, das durch seine im zweiten Bande, S. 222, mit Fig. 187, beschriebenen Bauart mit nur theilweiser Verzahnung des grösseren Rades einen ausreichenden toten Gang für die Mittel-

lage der Steuerung liefert und ausserdem durch die seitlichen Angüsse *C* und *D* den elektrischen Anlasshebel in seiner Mittellage selbstthätig verriegelt, wenn das Steuerseil über seine regelrechte Abstelllage hinausbewegt wird.

#### **Bücheraufzug in der Chicagoer öffentlichen Bibliothek mit Hauptstrommotor.**

Der elektrische Bücheraufzug für die öffentliche Bibliothek in Chicago ist mit einem Hauptstrommotor von 1 PS ausgerüstet, der, ohne Gegengewichte arbeitet und durch zwei umschaltbare Nebenschlusswiderstände von verschiedener Grösse auf annähernd gleicher Umlaufzahl gehalten wird. Der Motor wird ohne Anlasswiderstand in Gang gesetzt, und der kleinere Regulirwiderstand für die Auffahrt parallel zum Feld, der grössere zum Senken des vollbelasteten Aufzuges parallel zum Anker eingeschaltet. Näheres hierüber findet sich mit vollständigem Schaltschema in E. T. Z. 1898, S. 808.

#### **Elektrisch betriebene Aufzugwinde von Unruh & Liebig.**

Fig. 410 bis 412, S. 462—463, veranschaulichen die allgemeine Anordnung der elektrisch betriebenen Aufzugwinden von Unruh & Liebig mit der auch sonst üblichen unmittelbaren Kupplung zwischen Schneckenwelle und Motor, Selbstabstellung an den Hubgrenzen, Verbindung des Steuerzuges mit einer unrunder Scheibe zum rechtzeitigen Bethätigen und Lüften der mechanischen Stoppbremse und Schutzvorkehrung gegen Hängeseil.

Die Trommel nimmt die beiden Lastseile, an denen der Fahrstuhl hängt, und ausserdem in entgegengesetzter Wickelrichtung das Gegengewichtseil auf. Das eingängige Wurmgetriebe wirkt für die Ruhelage selbsthemmend. Die Trommelwelle ist über das Schneckengehäuse hinaus verlängert und auf dem freitragenden Kopf mit flachgängigem Gewinde zur Aufnahme der wandernden Klauenmutter *m* des Selbstabstellwerkes, Fig. 412, S. 463, versehen, das an den Hubgrenzen und beim Schlaffwerden der Lastseile in Thätigkeit tritt. Der Schaltspindelkopf wird ähnlich, wie bei der Winde von Luther, Fig. 344, S. 399, oder der Liebig'schen Riemenaufzugwinde, Taf. 19, Fig. 4, von einer lose drehbaren Hülse *n* umschlossen, die hier die doppelrillige Seilrolle *a* für die Bedienung des elektrischen Wendeanlassers und die ebenfalls dopperillige Steuerseilrolle *s* für den Steuerzug im Schacht trägt. Die Eigenbewegungswiderstände genügen zum Festhalten der Hülse *n* und zwingen beim Antrieb der Trommel die Wanderschaltmutter *m*, sich, durch ihren seitlichen Lappeneingriff in eine Längsnuthe der Hülse, geradlinig auf der Schaltspindel zu bewegen, bis sie in der gezeichneten Endstellung mit der Gegenklauenmuffe *o* zum Eingriff gelangt und durch deren feste Verbindung mit dem Spindelkopf die Hülse nebst dem ganzen Steuerwerk in die Abstelllage nachschleppt. Am anderen Schaltende vollzieht sich derselbe Vorgang durch Zusammentreffen mit der zweiten, in der Zeichnung nicht sichtbaren Gegenklauenscheibe für die entgegengesetzte Hubgrenze. Die Hülse *n* trägt ausserdem neben der Steuerscheibe *s* noch die unrunder Scheibe *k* für den Bremshebel, deren Form und Stellung zur Steuerscheibe dafür sorgt, dass die Bremse sich beim Ansteuern kurz vor dem Stromeintritt in den Motor öffnet und andererseits gleichzeitig mit der Rückkehr der Steuerung in die Abstelllage schliesst.

Die starre Kupplung *b* zwischen Motor und Schneckenwelle dient, wie üblich, auch noch als Bremscheibe. Sie wird von doppelten Bremsbacken umklammert, deren justirbare Zugstangen an den doppelarmigen Kreuzhebel der Drehachse angeschlossen sind. Durch den belasteten Spannhebel *h* erfolgt der Bremschluss selbstthätig, sobald die unrunder Scheibe *k*, wie in der gezeichneten Stellung, den quer zu *h* gelagerten Lüfthebel frei giebt.

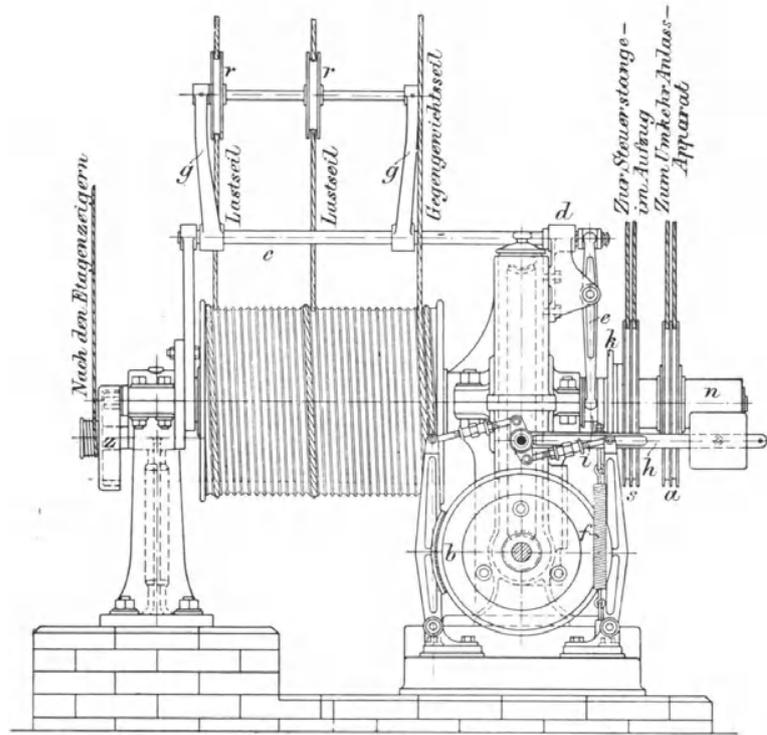


Fig. 410.

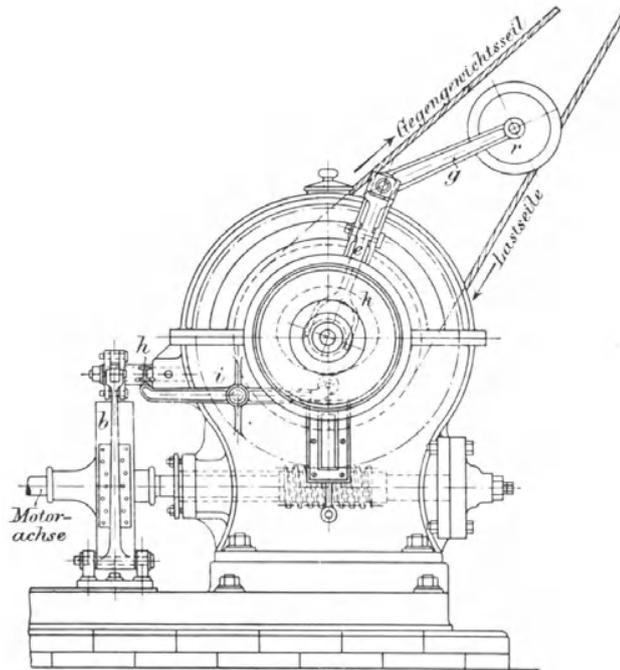


Fig. 411.

Die Wirkung des Spannhebelgewichtes wird durch eine Zugspiralfeder  $f$  unterstützt.

Die Drehachse  $c$  der Fallhebel  $g$ , die sich mit ihren wandernden, lose mitgenommenen Lastrollen  $r$  auf den beiden Lastseilen abstützen und beim Fangen des Fahrstuhls durch Schlaffwerden der Seile niederfallen, ist fest am Maschinengestell gelagert. Die Drehung der Achse  $c$  schraubt beim Fallen des Rollenhebelwerkes die mit steilgängigem Muttergewinde auf den Achsenkopf aufgesetzte Schubmuffe  $d$  in Fig. 410 nach links und drängt durch den doppelarmigen Gabelhebel  $e$  die untere Muffe  $i$  nach rechts gegen die Hülse  $n$  und die auf ihr befestigte Bremssteuerscheibe  $k$ . Die hierbei miteinander in feste Berührung tretenden Stirnflächen der durch Feder und Nuth mit der Trommelachse gekuppelten Schubmuffe  $i$  und der Nabe von  $k$

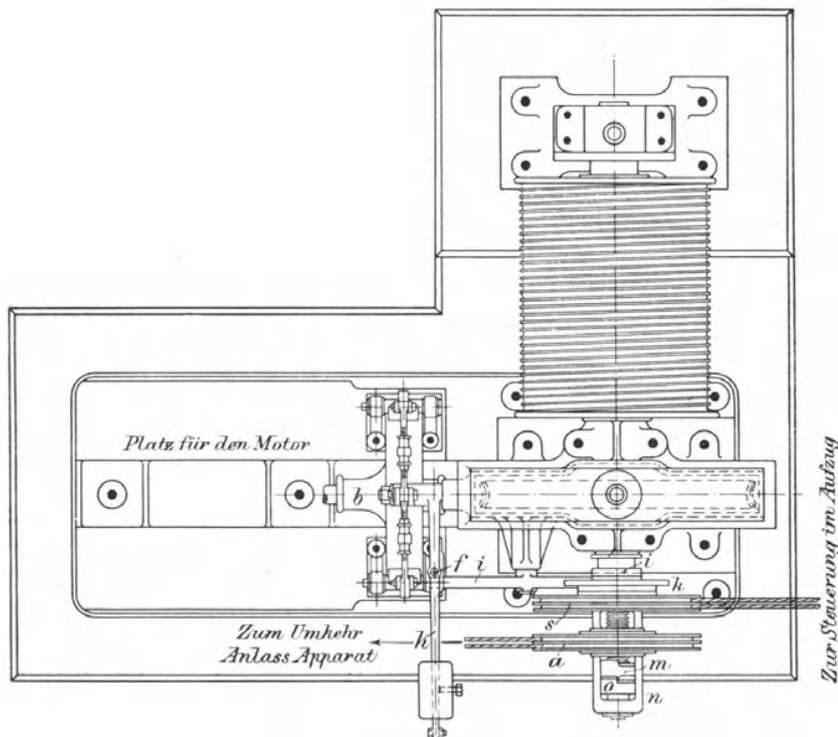


Fig. 412.

sind mit feitheiligen, nahezu rechteckigen, nur wenig verjüngten Klauenzähnen ausgerüstet, so dass sich beim Schlaffwerden des Seiles die ganze Hülse  $n$  mit den Steuerseilrollen und der Bremssteuerscheibe  $k$  durch den Klaueneingriff kuppelt, die Aufzugmaschine abstellt und die Bremse sofort zur Wirkung bringt.

Im Hinblick auf die mässigen Fördergeschwindigkeiten der Aufzugmaschine ist auf besondere Schutzvorkehrungen gegen Selbstübersteuern verzichtet.

Für das Zeigerwerk der Aufzugstellung ist am linken Ende der Trommelachse, Fig. 410, ein kleines Stirnrad aufgesetzt, dessen Eingriff in das innenverzahnte Glockenrad  $z$  die mit  $z$  zusammengeessene Wickeltrommel der Zeigerdrahtschnur antreibt und damit die Zeiger in den einzelnen Stockwerken, mit stark verjüngter Übersetzung, in zwangläufiger Abhängigkeit von der Fahrstuhlbewegung, über ihre Skalen verschiebt.

Fig. 161, S. 190, stellt die Lagerung der zugehörigen Schneckenwelle mit Druckschraube und doppelter Spurplatte dar. Die Welle ist gegen beide Druckrichtungen, die unter dem Einfluss des Gegengewichtes wechseln, abgestützt, weil sich ausser dem Spurwiderlager ein Wellenbund als Ringzapfen gegen das Bronzefutter des vorderen Halslagers anlegt. Das Öl findet aus dem Schneckenkrog durch eine Reihe von Löchern freien Zutritt zu allen Laufstellen.

### Mechanische Steuerung elektrisch betriebener Aufzugwinden.

Bauart der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft.

Figur 413 bis 415 liefern ein Beispiel für die allgemeine Anordnung der Steuerung elektrisch betriebener Aufzüge mit Stoppbremse und Selbstabsteller für die Endlagen.

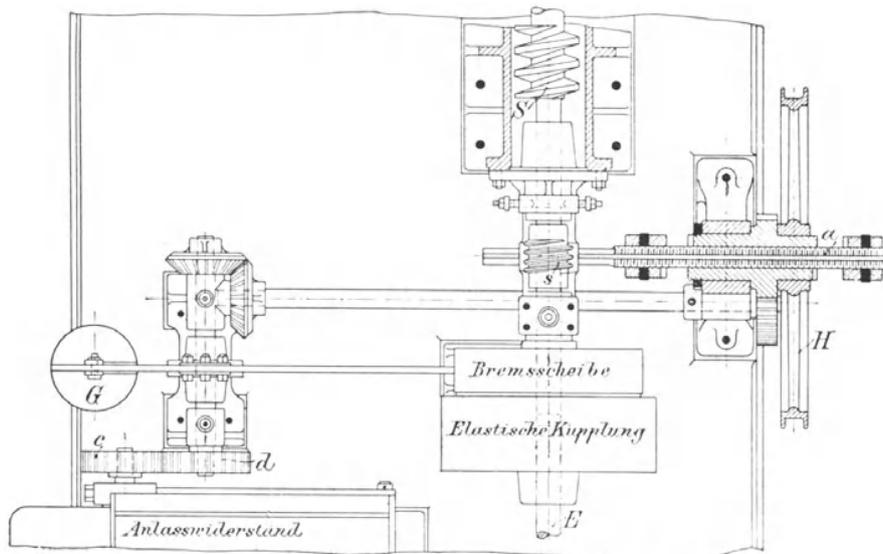


Fig. 413.

Die Ankerwelle *E* des nicht mit dargestellten Elektromotors ist durch eine elastische Kupplung, deren eine Hälfte als Bremsscheibe ausgebildet

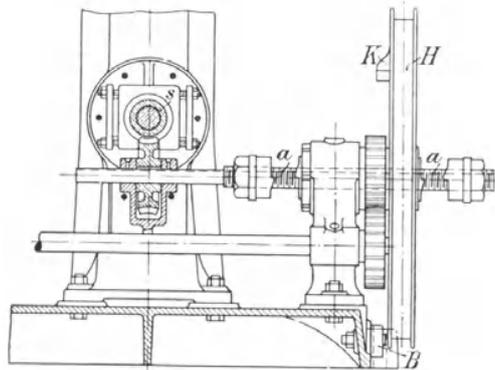


Fig. 414.

ist, unmittelbar mit der Schnecke *S* der Seiltrommelwinde gekuppelt. Die mit ihrer Nabhülse in einem besonderen Bock drehbar, aber unverschiebbar gelagerte Steuerseilscheibe *H* überträgt ihre Drehung durch ein Stirnräderpaar auf eine tiefer liegende Zwischenwelle, von der die Bewegung durch Kegerräder weiter auf die Vorgelegewelle des elektrischen Wendeanlassers am Anlasswiderstandskasten abgegeben wird. Das Stirnräderpaar *cd* des Anlassers ist nach Fig. 186, S. 221, Bd. II, mit totem

Gang ausgeführt, um den elektrischen Stromwender in seiner Mittellage zu belassen, wenn sich beim Abstellen des Motors der Schachtsteuerzug durch unvorsichtige Bedienung oder aus mechanischen Ursachen noch über seine

regelrechte Mittellage hinausbewegt. Die Bremse wird durch die justirbaren unrundern Scheiben auf der Zwischensteuerwelle gelüftet. — Vergl. Fig. 207, S. 246. — Eine Feder *f*, Fig. 415, verhindert das Schleifen des gelüfteten Bremsklotzes. Der Knaggen *K* an der Seilscheibe *H*, Fig. 414, begrenzt den Steuerhub durch den festen Gegenanschlag *B* am Gestell, der aus einem Gummiring mit Kernstift besteht und dem Aufzugführer als Marke für die erforderliche Grösse des Steuerausschlages dienen soll, um das Stehenlassen des Anlagers auf mittleren Kontakten und das Verbrennen des Anlasswiderstandes zu verhüten.

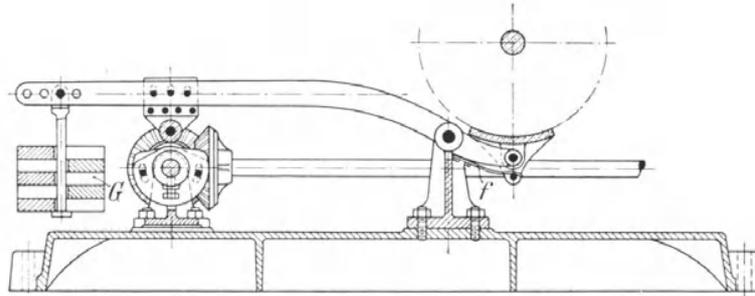


Fig. 415.

Die Selbstabstellspindel *a*, Fig. 413, für die äussersten Fahrgrenzen ist in dem Muttergewinde der Steuerscheibennabe untergebracht und wird von der kleinen Schnecke *s* auf der Motorwelle durch ein darunter liegendes Schneckenrad, Fig. 414, angetrieben. Die Spindel verschiebt sich in der Nabe des Schneckenrades, mit der sie durch Feder und Nuth gekuppelt ist, und greift in ihren Endlagen mit den fest eingestellten Klauenschaltmuttern in die klauenförmigen Stirnflächen der Steuerseilscheibennabe ein. Hierdurch wird der sonst durch den Schachtsteuerzug von Hand bediente elektrische Wendeanlasser selbstthätig in seine Stromabstelllage zurückgeführt und gleichzeitig die Bremse zur Einwirkung gebracht.\*)

#### Anlage der elektrischen Aufzüge im Berliner Rathhaus von Carl Flohr in Berlin.

Die Zeichnung der baulichen Anlage der Personenaufzüge im Rathhaus zu Berlin, Taf. 22, liefert ein Beispiel für den Gesamteinbau solcher Aufzüge bei ziemlich beschränkten Raumverhältnissen. Die Figuren bedürfen nach den Bezeichnungen auf der Tafel keiner weiteren Erklärung.

Die Motoren sind Siemens'sche Nebenschlussmaschinen für 210 Volt und 1050 minutliche Umdrehungen von je 7 PS mit Wendeanlasser und selbstthätiger Regulirung der Anlassgeschwindigkeit durch Centrifugalregulator, über die sich im Band II, S. 339 u. f. eingehende Angaben finden. Die Winde ist in üblicher Weise unmittelbar mit dem Motor gekuppelt und wird durch selbsthemmende Schnecke und Schneckenrad angetrieben. Die Führung der mit einem Trum durch die Fahrzellen laufenden Steuerseile ist aus der Tafel ersichtlich. Die Trommeln nehmen die Fahrstuhlseile und die Gegengewichtseile auf und setzen den auf ihrer Achse sitzenden Schaltapparat für die Selbstabstellung an den Fahrgrenzen in Thätigkeit. Die Stoppbremse ist eine gewöhnliche mechanische Bremse mit doppelten Backen, deren Kniehebel von der Steuerung aus durch unrundern Scheibe und be-

\*) Vergl. im übrigen bezüglich anderer Ausführungen Bd. II, S. 250 u. f.: Anlasser für Gleichstrommotoren von Siemens & Halske, ferner S. 358—369, sowie die elektrische Steuerung des Mohr'schen Portalkrahnes, Bd. I mit Taf. 45, Fig. 1 u. 3.

lasteten Spannhebel angezogen oder gelüftet werden. Mit der zweiseiligen Fangvorrichtung ist ein endloses Laufseil verbunden, das einen Otis'schen Centrifugalregulator, Fig. 337, S. 389, antreibt und, durch das Klemmstellzeug desselben bei zu schneller Abwärtsfahrt festgehalten, den Betrieb durch Anziehen der Fangkeile unterbricht. Das Schlaffwerden der Seile stellt dann durch Kipphel in bekannter Ausführung — vergl. Fig. 410 und 411, S. 462 — sofort auch den Motor ab.

Die Fahrgeschwindigkeit beträgt für die volle Förderhöhe von 14,8 m im Mittel ungefähr 0,8 m sekundlich. Die Fahrzellen sind zur Aufnahme von vier Personen und einem Führer bestimmt. Hierfür ist eine Nutzlast von 400 kg dem Entwurf zu Grunde gelegt und ausser dem Eigengewicht der Fahrzelle noch die halbe Nutzlast durch das Gegengewicht ausgeglichen.

Nach den Mittheilungen des Elektrotechnischen Bureaus der Stadt Berlin liegen für die beiden ersten Betriebsjahre folgende statistische Aufzeichnungen vor.

Beide Fahrstühle haben zusammen im Mittel täglich 288 Fahrten zurückzulegen. Die durchschnittliche Besetzung jeder Fahrzelle betrug dabei ausser dem Führer 1,7 Personen. Während der täglichen achtstündigen Betriebszeit kommt auf jeden Aufzug für je  $3\frac{1}{2}$  Minute eine Fahrt, und es vergehen also nur  $1\frac{3}{4}$  Minuten zwischen den einzelnen Fahrten des einen oder des anderen der beiden Aufzüge.

Der Stromverbrauch beträgt für beide Fahrstühle zusammen rund 2500 Kilowattstunden im Jahr, oder nach Abzug der Sonn- und Feiertage täglich ungefähr 8 Kilowattstunden. Hiernach entfallen im Mittel auf jede Fahrt  $\frac{8000}{288} \sim 28$  Wattstunden Energieverbrauch.

Die Kosten des von der öffentlichen Centrale bezogenen Stromes belaufen sich bei dem Einheitspreis von 16 Pf. für die Kilowattstunde jährlich auf  $2500 \cdot 16 \text{ Pf.} = 400 \text{ Mark.}$  Bei  $10\%$  Nachlass, den die Stadt genießt, erniedrigt sich der Betrag sogar auf 360 Mark. Hiervon entfallen für beide Aufzüge zusammen, nach Abzug der Sonn- und Feiertage, rund 1,2 Mark auf den Tag. Somit kostet jede Fahrt  $\sim 0,4$  Pf. für Stromverbrauch oder für jede beförderte Person mit Ausschluss der Führer etwa  $\frac{1}{5}$  Pf.

Die Betriebsergebnisse erfüllen die von der liefernden Firma eingegangenen Verpflichtungen mit einem erheblichen Überschuss, da die Unkosten für jede Fahrt im Durchschnitt zu 0,6 Pf. für Stromverbrauch in Anschlag gebracht waren. Auch sonst hat die ganze Anlage ohne wesentliche Störungen allen an sie gestellten Anforderungen entsprochen.

**Elektrischer Personenaufzug im Friedrichsbau zu Stuttgart mit veränderlicher Fahrgeschwindigkeit bis 1,27 m/sec und elektrischer Schachtverriegelung von A. Stigler in Mailand.**

D.R.P. 118 945.

Die Winde, Fig. 1 bis 3, Taf. 20, ist mit eingängigem Schneckengetriebe — vergl. die Schnecke, Fig. 5 bis 7, Taf. 4, und unmittelbar angekuppeltem Schuckert'schen Nebenschlussmotor von 8 PS Leistung bei 1000 min. Umdr. und 220 Volt für 3 Personen und einen Führer, d. h. 300 kg Nutzlast, und durch die Anlasswiderstände im Ankerstromkreis unter Benutzung eines Stigler'schen Kohlenkontakthanlassers für vier Fahrgeschwindigkeitstufen zwischen 0,35 bis 1,27 m/sec entworfen. Die Fahrgeschwindigkeit hängt von der Zahl der Widerstände ab, welche der Führer beim Ansteuern für den Beharrungszustand im Ankerstromkreis läßt.

Das Kabinengewicht beträgt mit allen Sicherheitsvorkehrungen  $\sim 650$  kg; das Gegengewicht wiegt  $\sim 800$  kg, gleicht also auch noch die halbe Nutzlast aus. Fahrzelle und Gegengewicht hängen je an zwei Stahldrahtseilen

von 14 mm Durchmesser, die in üblicher Art paarweise in entgegengesetzter Richtung um die Trommel geschlungen sind, aber nicht, wie sonst gewöhnlich, unter Anwendung von Ablenkrollen sämtlich an der hinteren Schachtwand liegen, sondern unmittelbar von der unter der Schachthohle aufgestellten Winde vor und hinter der Fahrzelle nach den oberen Leitrollen laufen. Diese Seilführung ist durch aussergewöhnliche Grösse des Trommeldurchmessers ermöglicht und bietet den Vortheil, dass die schädlichen, entgegengesetzten Seilbiegungen zwischen der Trommel und den sonst üblichen Ablenkrollen ganz vermieden sind. Die Maschinenanlage zeichnet sich ferner durch gedrängten gefälligen Aufbau und geringen Platzbedarf aus. Der Anlasser mit den Widerständen und Steuerapparaten ist zur Beschränkung des Grundrisses nicht neben der Winde, sondern auf dem Schneckengehäuse untergebracht.

Mit dem Abstellen des Motors wird auch jedesmal die Fahrgeschwindigkeit vor dem Einfallen der Bremsen, einer elektromagnetischen und einer vom Steuergestänge bethätigten mechanischen, durch stufenweises Vorschalten des Anlasswiderstandes herabgesetzt, und möglichst sanftes Anhalten ferner dadurch vermittelt, dass die später einfallende mechanische Bremse stärker belastet ist, als die magnetische. Beide sind als belederte Bandbremsen mit voller Umfangsumspannung ausgeführt und werden durch kurze Winkelhebelpaare  $h$  gespannt, sobald die Spreizkeile  $k$  niederfallen und durch ihr Gewicht die Hebelgabeln auseinanderdrängen. Spiralfedern  $m$  zwischen den Hebelköpfen sichern pünktliches und zuverlässiges Wiederlüften beim Zurückziehen der Keile.

Die Belastung des Spannkeiles der magnetischen Bremse bildet der Eisenkern eines Solenoids, der durch den Stromschluss beim Anlaufen des Motors nach oben gezogen wird und mit dem Unterbrechen des Stromes niederfällt.

In der gezeichneten Ruhestellung ist die Kontaktbrücke  $D$  von unten durch das Steuerexcenter  $C$  abgestützt und wird ausserdem noch, unabhängig hiervon, durch ihre Aufhängung an dem Gegengewichtshebel  $r$  in ihrer höchsten Lage festgehalten. Alle Stromkreise sind geöffnet und die Bremsen geschlossen.

Die Drehung des Excenters  $C$ , zum Anfahren im einen oder anderen Sinn, drückt das linke Ende des um  $e$  drehbaren doppelarmigen Hebels  $f$  nieder und lüftet durch die Stange  $g$  und den einarmigen, um  $i$  drehbaren Hebel  $l$  das Belastungsgewicht der mechanischen Bremse, während der Kontaktbrücke  $D$  gleichzeitig mit dem Ausweichen des Excenters die untere Abstützung entzogen wird. Ausserdem giebt der Hebel  $e$  den Lüftarm des Nebenschlusskontaktes  $N$  frei, der sich sofort durch die Spiralfeder  $n$  schliesst und dem Steuersolenoid  $E$  Strom zuführt. Erst hierdurch wird der Gegengewichtshebel  $r$  angehoben und die Kontaktbrücke zum Schliessen des Motorstromkreises und, in Verbindung damit, zum Lüften der magnetischen Bremse abwärts bewegt.

Die ruckweise Lüft- und Spannbewegung des Bremssolenoids wird durch einen darüber aufgestellten Luftpuffer gemildert, aus welchem die Luft beim Aufsteigen des Kolbens nur durch die Deckelführungsbüchse der Gewichtsstange an der Stange entweichen kann, während sich der Saugwiderstand für das Einfallen der Bremse durch den verstellbaren Hub des Saugventils regeln lässt.

Die Übersetzung zwischen Schnecken- und Trommelwelle beträgt 1:60, der Trommeldurchmesser von Seilmitte zu Seilmitte 1460 mm und damit die grösste Fördergeschwindigkeit normal bei 1000 Umdrehungen des Motors in der Minute.

$$v = \frac{1,46 \cdot \pi \cdot 1000}{3600} = 1,27 \text{ m/sec.}$$

Bei den Abnahmeversuchen stieg die grösste gemessene Fahrgeschwindigkeit mit halber Nutzlast durch etwas höhere Umlaufzahl des Motors bis auf 1,34 m/sec ohne das sanfte Anfahren und Abstellen des Aufzuges zu beeinträchtigen. Die kleinste Geschwindigkeit mit der ersten Steuerstufe betrug 0,35 m/sec, der gemessene Wirkungsgrad für 150 kg unausgeglichene Nutzlast 0,33.

Der Aufzug enthält ausser der Stigler'schen Pendelfangvorrichtung in Verbindung mit der zweiseiligen Aufhängung der Kabine und einer auch hierdurch vermittelten Einrückung der Fänger, sowie einem Nothfangboden, die üblichen Schutzvorkehrungen an der Winde gegen Auftreten von Hänge-seil beim Fangen und selbstthätige Haupt- und Reserveausschalter für die Fahrgrenzen. Ein Vierkant am Kopf der Schneckenwelle erleichtert das Auflegen der Seile beim Montiren, sowie das Aufwinden nach zufälligem Fangen der Fahrzelle durch eine Handkurbel.

Der Aufzug wird mit der Kurbelsteuerung, Fig. 340, S. 396, von der Fahrzelle aus durch den Führer bedient und die Steuerrolle *B*, Taf. 20, Fig. 1 u. 3, auf diesem Wege durch einen unten an das drehbar im Schacht aufgehängte Gestänge angeschlossenen Ketten- oder Seillauf im Sinne der Auf- oder Niederfahrt aus der Mittellage verstellt.

Die Rolle *B* ist durch Klauenausschnitt ihrer Nabe fest mit dem Steuerstufenexcenter *C* und dieses in gleicher Weise, aber mit etwas Spiel zwischen den Klauen, mit der Kurbel *K* — vergl. Fig. 420, Nebenfigur, S. 473 — zum Bethätigen des Stromwenders *L* gekuppelt. Der tote Gang des kleinen Klauenspielraumes erleichtert das Ansteuern, weil dadurch nicht gleich im ersten Augenblick schon der volle Bewegungswiderstand auftritt.

Je nach dem Ausschlag der Steuerscheibe für eine der vier Geschwindigkeitstufen wird die freigegebene Kontaktbrücke *D* durch ihre untere Stützstange in einer der rechts und links von der Mittellinie über den Umfang des Excenters symmetrisch vertheilten vier Rasten abgefangen, deren genaue Einstellung dem Führer durch übereinstimmende Rasteintheilung der Kurbelskala in der Fahrzelle ermöglicht ist.

Die Abstände der über die Brücke vertheilten 10 Kohlenkontakte sind so gewählt, dass beim Niedersinken bis zur ersten Rast nur das erste Stiftpaar links zum Schluss gelangt, für die folgenden Rasten der Reihe nach gruppenweise je die drei nächsten, federnd abgestützten Stiftpaare den Stromschluss vermitteln, aber auch in jeder Gruppe die einzelnen stets nach einander, um das Ausschalten der einzelnen Widerstandspulen genügend fein abzustufen.

Ein besonders sorgfältig ausgebildeter Luftpuffer bremst die Wirkung des Steuersolenoids *E*, welcher den Kontaktschluss herbeiführt, so kräftig, dass die Bewegung ganz unabhängig von der Willkür des Führers stets mit gleichbleibender und ausreichender Langsamkeit erfolgt, um dem Motoranker Zeit zu lassen, sich auf die der einzelnen Widerstandstufe entsprechende Umdrehungszahl heraufzuarbeiten, bevor weitere Widerstände ausgeschaltet werden, und so sanften und funkenfreien Anlauf zu sichern.

Zu dem Zweck ist der Luftzutritt in den Saugraum des Dämpfers durch die seitlich in der Eintrittskammer angebrachte Ventilschraube in der Weise angeordnet, dass eine feine Bohrung von aussen auf das Gewinde mündet und die angesaugte Luft, je nach der Einstellung der Schraube, noch eine gewisse Länge des minimalen Gewindenspielraumes passiren muss. Auf diesem Wege lässt sich der Eintrittswiderstand und damit die Saugwirkung ausserordentlich fein regeln. Das unten am seitlichen Dämpferstutzen angebrachte selbstthätige Kegelventil kann sich nur nach aussen öffnen und bleibt während der Saugperiode durch eine Spiralfeder und den äusseren Überdruck geschlossen. Für die umgekehrte Bewegung bietet dieses Ventil der vom Dämpferkolben verdrängten Luft leichten Austritt und schaltet die Dämpfer-

wirkung aus. Dreht der Führer zum Mässigen der Fahrgeschwindigkeit oder zum Anhalten der Kurbel nach der Mittellage bis zu einer der Stufenrasten oder ganz zurück, so hebt er mit dem Excenter auch wieder die Kontaktbrücke und schaltet der Reihe nach die Widerstände gruppenweise mit ihren Unterabtheilungen ein. Bevor aber das letzte Kontaktpaar getrennt wird, schnappt auch der Hebel  $f$  wieder in die untere, tiefe Excenterkerbe, Fig. 2, Taf. 20, ein und öffnet den Nebenschlusskontakt  $N$ , macht also das Steuersolenoid stromlos. In diesem Augenblick reisst das Gegengewicht am Hebel  $r$  die Brücke  $D$  plötzlich nach oben, trennt ihr letztes Stiftpaar und öffnet durch den Zusammenstoss der oberen, abgesetzten Brückenstange mit den Winkelarmen des Funkenziehers  $F$  diesen zur gefahrlosen Unterbrechung des Motorstromes, unter der abschwächenden Wirkung des raschen Vorschaltens der letzten Widerstandspulen und des weiten Lichtbogens, der sich bei der Trennung der Kontakte  $F$  bildet.

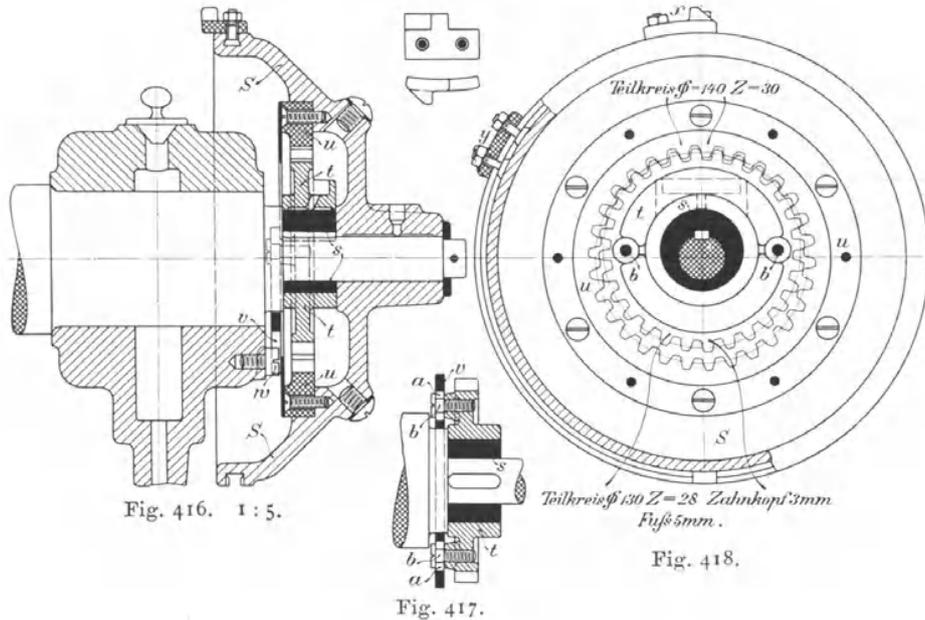
Die Riegelkontakte der Schachthüren und der Fahrzellenthür, sowie die Sicherheitschalter für die Fahrgrenzen sind im Nebenschlusskreis des Steuersolenoids  $E$  untergebracht, so dass auch beim Öffnen eines dieser Kontakte, ganz unabhängig von der jeweiligen Steuerstufe, durch Stromloswerden des Solenoids die Kontaktbrücke sofort nach oben gerissen und damit der ganze Motorstromkreis zum Abstellen des Triebwerkes fast augenblicklich unterbrochen wird, aber trotzdem schädliche Wirkungen vermieden werden, weil das Abreissen der Brücke alle Widerstände ordnungsmässig vorschaltet, bevor der Funkenzieher  $F$  den letzten Stromkreislauf unterbricht. Das Bremsolenoid liegt im Ankerstromkreis und lässt daher gleichzeitig die magnetische Bremse einfallen. Nur die mechanische Bremse bleibt bei einem derartigen gewaltsamen Stillsetzen des Motors gelüftet. Da hierbei die zusätzliche, besonders kräftige Wirkung der mechanischen Bremse fehlt, gelangt selbst in solchen Fällen der Aufzug aus grosser Fahrgeschwindigkeit fast stossfrei zur Ruhe.

Die Schaltvorgänge sind im Zusammenhange in Bd. II, S. 366 an Hand des Schaltschemas, Fig. 327, eingehender dargelegt.

Die Einschaltung sämtlicher Thürkontakte in den Solenoidstromkreis bietet den werthvollen Schutz, dass der Aufzug erst nach Schluss aller Zugangsthüren in Betrieb gesetzt werden kann. Ein einfacher Riegel auf der Innenseite jeder Schachthür, der in bekannter Weise durch eine dachförmige Anlaufschiene der Fahrzelle beim Eintreffen im Stockwerk mechanisch ausgelöst wird, schliesst die Möglichkeit aus, einen Schachtzugang von aussen zu öffnen, wenn der Aufzug nicht zur Stelle ist. Das Bedenken, dass beim Vorüberfahren dies missbräuchlich geschehen könne, wird dadurch gegenstandslos, weil in einem solchen Falle die Stromunterbrechung den Aufzug sofort hinter der Thür zum Stillstand bringt und den Schachtquerschnitt noch abdeckt, wobei im übrigen der Urheber des Anhaltens auch noch sogleich belangt werden kann.

Die Sicherheitsausschalter  $P$  und  $Q$ , Taf. 20, Fig. 1 bis 3, werden durch die genau auf die äussersten Fahrgrenzen einstellbaren Nocken  $x$  und  $y$  der Stockwerktrummel  $S$ , Fig. 416 bis 418, S. 470, geöffnet. Die Trummel sitzt lose auf dem Wellenkopf der Windschnecke und wird durch ein Differentialräderwerk, das dem Getriebe des Eade'schen sogenannten epicyklischen Flaschenzuges nachgebildet ist, mit der Übersetzung 1:15 von einem auf dem Wellenkopf aufgekeilten Excenter, Fig. 418, in Drehung versetzt, indem ein lose auf dem Excenter sitzendes Vollrad  $t$  in einen mit der Trommelglocke verschraubten, innen verzahnten Kranz  $u$  eingreift und zur zwangsläufigen Differenzbewegung das freie Abwälzen des Vollrades durch eine kleine Hilfscheibe  $v$ , Fig. 419, in jedem Augenblick in zwei zu einander senkrechte, geradlinige Verschiebungen aufgelöst wird, welche den

Vorschub des Zahnkranzes regelrecht vermitteln.\*) Diese Hilfsscheibe  $v$  ist mit zwei kurzen, in gleicher Richtung liegenden Längsschlitzten  $a$  an zwei in die Stirnfläche des Vollrades eingesetzten Kopfschrauben  $b$  aufgehängt und gestattet dem Rade die entsprechende Querverschiebung. Die Scheibe  $v$  um-



fasst in der dazu senkrechten Richtung mit zwei gabelförmigen Ausschnitten, Fig. 419, einerseits die Schneckenwelle, andererseits einen in die Stirn-

fläche des Lagers eingeschraubten Bolzen  $w$  und führt sich an diesen Theilen beim Ausweichen nach oben und unten.

Mit 300 mm Durchmesser der Nockentrommel und 1460 mm für die Förderseiltrommel erhält man durch die Zwischenübersetzung 1:15 des Differentialräderwerkes die Gesamtübersetzung zwischen beiden Umfangsgeschwindigkeiten

$$300 : 1460 \cdot 15 = 1 : 73.$$

Beträgt die Förderhöhe 16,145 m und muss die Ausschaltthätigkeit der Nocken zum rechtzeitigen Anhalten des Aufzuges 2 m vor den Fördergrenzen beginnen, so

berechnet sich der freie Drehweg der Nocken, d. h. ihr gegenseitiger Abstand, durch

$$\frac{16,145 - 2 \cdot 2}{73} = 0,166 \text{ m} = 166 \text{ mm}.$$

Zum genauen Einstellen beim Montiren sind die Nocken mit ihren Füßen in einer schwalbenschwanzförmigen Ringnuthe der Stockwerk-trommel, Fig. 1 u. 3, Taf. 20, oder Textfigur 416 u. 418 verschiebbar und werden durch Klemmschrauben an Ort und Stelle gehalten.

\*) Vergl. die Rechnung und ausführlichere Beschreibung in dem Kapitel: Flaschenzüge unter der Überschrift Flaschenzug von Eade, Bd. I.

Zur Erklärung des Abstellmechanismus nehmen wir an, dass der Fahrstuhl beispielsweise in der Niederfahrt begriffen sei und zum rechtzeitigen Anhalten im Erdgeschoss durch den Nocken  $y$ , Fig. 420, S. 473, u. Taf. 20, Fig. 2, den Kontakt  $Q_1$  öffnet. Um wieder nach oben anfahren zu können, muss in der Haltstellung zunächst der geöffnete Kontakt  $Q_1$  geschlossen werden, damit das Solenoid  $E$  in Thätigkeit tritt und der Motor durch den Stromwender anläuft. Hierfür sind federnd nachgiebige Hebel benutzt.

Im Schaltschema, Fig. 327, Bd. II, S. 366, sind die Grenzausschalter  $P$  und  $Q$  der klareren Übersicht halber getrennt nebeneinander gezeichnet. In der Ausführung, Fig. 1, Taf. 20, sitzen sie auf einem gemeinsamen Tragzapfen hintereinander, aber jeder unabhängig vom anderen drehbar. In der Einzeldarstellung, Fig. 420, die für die weitere Beschreibung vorzugsweise benutzt werden soll, ist der vordere Kontakthebel  $P$  fortgelassen und nur der hintere  $Q$  gezeichnet. Was nachfolgend über die Wirkungsweise des Hebels  $Q$  mit dem Kontakt  $Q_1$  gesagt ist, gilt sinngemäss auch für den symmetrisch angeordneten Ausschaltthebel  $P$  mit  $P_1$  für die obere Fördergrenze.

Der Hebel  $Q$  besteht seinerseits wieder aus zwei getrennten Theilen, die hintereinander auf ihrem gemeinschaftlichen Drehzapfen sitzen, dem Winkelhebel  $a_1$  und dem eigentlichen Kontakthebel  $b_1$ . Stösst bei Abwärtsfahrt, Pfeilrichtung 1 der Stockwerktrummel, der Nocken  $y$  gegen den Winkelhebel  $a_1$ , so schleppt eine an seinem oberen Arm befestigte schwache Blattfeder  $c_1$ , deren Spitze sich gegen einen vorstehenden Anschlag des Hebels  $b_1$  legt, diesen, wie gezeichnet, nach links mit und öffnet dadurch den Kontakt  $Q_1$ .

Der Hebelausschlag wird durch einen Anschlagbolzen  $d_1$  der linken, unteren Gabelzinke des Stromwenders  $L$  begrenzt, da der Stromwender selbst durch seinen nicht unbedeutlichen Reibungswiderstand in seiner Lage verharrt. Der Bolzen dient gleichzeitig dazu, beim Umsteuern des Stromwenders für die Aufwärtsfahrt den Hebel  $b_1$  bis zum Kontaktschluss von  $Q_1$  zurückzudrehen, also den Stromkreis für den Motoranlauf zu schließen, während der Winkelhebel  $a_1$  zunächst noch durch die stillstehende Stockwerktrummel festgehalten wird. Die Nachgiebigkeit der Feder  $c_1$  gestattet die Drehung von  $b_1$  gegen den abgestützten Winkelhebel  $a_1$ . Mit dem Anlaufen des Motors zur Auffahrt dreht sich die Stockwerktrummel  $S$  im Sinne des Pfeiles 2 und giebt den Winkelhebel  $a_1$  frei, der nunmehr durch die Spiralfeder  $e_1$  mit seinem oberen Arm bis in die Deckungslage mit der Kontaktstellung von  $b_1$  zurückgezogen wird. Der Ausschlag wird einerseits durch den Kontakt  $Q_1$ , andererseits durch den Klaueneingriff von  $f_1$  in der Aussparung der Nabe von  $b_1$  begrenzt. Diese einseitige Kuppelung sichert in Verbindung mit dem Spiralfederzug den Stromschluss, wenn der Aufzug vor der oberen Fahrgrenze umgesteuert wird und sich dadurch der Anschlagbolzen  $d_1$  des Stromwenders wieder von der Spitze des Hebels  $b_1$  entfernt. Der tote Gang der Klaue  $f_1$  in dem Ringnuthensegment der Nabe des Hebels  $b_1$  ist nach der relativen Drehung beider Theile zu bemessen.

Sollte durch irgend welchen Zufall, z. B. durch einen Bruch der Schleppfeder  $c_1$ , der Abstellmechanismus innerhalb der ersten regelrechten Einwirkung der Abstellnocken versagen, so läuft der Nocken  $y$  bis zum Zusammentreffen mit dem Hakenvorsprung von  $a_1$  weiter und lüftet den Hilfsausschaltthebel  $i_1$  durch die kleine Hubrolle  $h_1$ . Der Hebel  $i_1$  löst durch die Zugstange  $l_1$ , Taf. 20, Fig. 2 u. 3, und den doppelarmigen Querhebel  $m_1$  den belasteten Arretirungshebel  $n_1$  des Hauptausschalters  $G$  aus, der dann durch die Spiralfeder  $o_1$  herausgerissen wird.

Eine dritte Sicherheitsvorkehrung ist für den Fall vorgesehen, dass die beiden ersten Schaltwerke durch Lockerwerden oder falsche Einstellung der Nocken  $x$  und  $y$  versagen sollten.

Im letzten Stockwerk befindet sich an der Schachtwand dicht über der oberen Endstellung der Kabine ein in die Fahrbahn hereinragender Hebel, der durch einen Drahtschnurzug den Hauptausschalter hinausreisst, wenn der Aufzug so weit in die Höhe läuft.

Schliesslich ist der Hauptausschalter auch noch durch einen Drahtschnurzug mit der Schutzvorkehrung gegen Auftreten von Hängeseil beim Fangen des Fahrstuhles verbunden und tritt hierdurch in Thätigkeit, wenn eines der beiden Kabinenseile schlaff wird, d. h. der bekannte in den Figuren nicht gezeichnete Pendelrahmen, der sich mit einer Laufrolle gegen die im regelrechten Betrieb straff gespannten Kabinenseile in der Nähe der Windentrommel abstützt, beim Fangen des Fahrstuhles und Lockerwerden der weiter abgewickelten Seile seinen Stützpunkt verliert und durch Umkippen den Schnurzug spannt. Stigler ordnet zwei voneinander unabhängige Pendelrahmen auf gemeinsamer Achse an, für jedes Kabinenseil einen, während man sich sonst in allgemeinen mit einem für beide begnügt, und erhöht dadurch die Sicherheit, weil erfahrungsgemäss beim Fangen das eine Seil durch Schiefziehen des Kabinentraghebels rascher schlaff wird, als das andere.

Für die Beleuchtung der Fahrzelle ist ein besonderer, blanker Kupferdraht durch die ganze Schachthöhe aufgespannt und durch einen Schleifkontakt mit der Lampe verbunden — vergl. Schaltschema, Fig. 327, Bd. II, S. 366. — Dieser Schachtdraht steht mit der Lichtleitung des Hauses in unmittelbarer Verbindung. Der Erdanschluss der Lampe ist in einfachster Weise durch eins der Kabinentragseile vermittelt, das den Strom im oberen Rollengerüst oder unten an der Windentrommel zur Erde abführt.

Die Fahrzelle enthält ausserdem noch ein elektrisches Signaltableau mit Stockwerknummern zum Anrufen des Führers nach einer bestimmten Einsteigstelle mit den zugehörigen Druckknöpfen neben den einzelnen Schachthüren. Die Stromzuführung hierfür wird durch einen Schleppdraht der Kabine bewirkt.

Das Rahmenwerk der Fahrzelle mit den zugehörigen Führungs- und Fangapparaten ist in Fig. 1 bis 4, Taf. 14 dargestellt. Die Eisenkonstruktion zur Aufnahme des Fussbodens und der hölzernen Wand- und Deckenverschalung besteht aus zwei  $\square$ -Eisen als Kopfbalken und ebensolchen Trägern unter dem Fussboden, die untereinander paarweise durch senkrechte Winkel-eisen zu beiden Seiten der Führungsruthen im Schacht verbunden sind. Der schmiedeeiserne Bock für den Aufhängebalancier ist zwischen die Kopfbalken eingietet. Die unten in der Höhe des Fahrstuhlbodens gelagerten Fangkeile — Fig. 311, S. 373 — und ihre Einrückung durch die Pendelfangvorrichtung oder den Ausschlag des Balanciers bei ungleicher Dehnung der Aufhängeseile entspricht im wesentlichen der Anordnung, Fig. 317 bis 321, S. 378 u. 379.

Der Balancier ist zweiseitig aus zwei Blechwangen *a* ausgeführt, um an seinen Enden die Schildzapfen der nachstellbaren Seilhalter aufzunehmen. Diese bestehen aus einer Hülse mit den Schildzapfen und einer ebenfalls hohlen, von der Hülse umschlossenen Stellspindel mit beiderseits vorgeschraubten Gegenmütern. Der untere Spindelkopf ist innen kegelförmig erweitert ausgebohrt und wird nach dem Einzichen der Seile, deren Drahtenden einzeln umgebogen werden, um einen dickeren Kopf zu bilden, mit Blei vergossen, eine Befestigungsart der Seile, die sich als ausserordentlich zuverlässig erwiesen hat.

Die Fangkeile hängen an den äusseren Enden der unmittelbar über der Fahrstuhldecke gelagerten zweiarmigen Hebel, welche sich mit ihren anderen belasteten Enden auf den unteren Zungenleisten eines senkrecht herabhängenden Armes abstützen, der auf der Balancierdrehachse lose

zwischen den ebenfalls senkrecht nach unten gerichteten Winkelarmen des

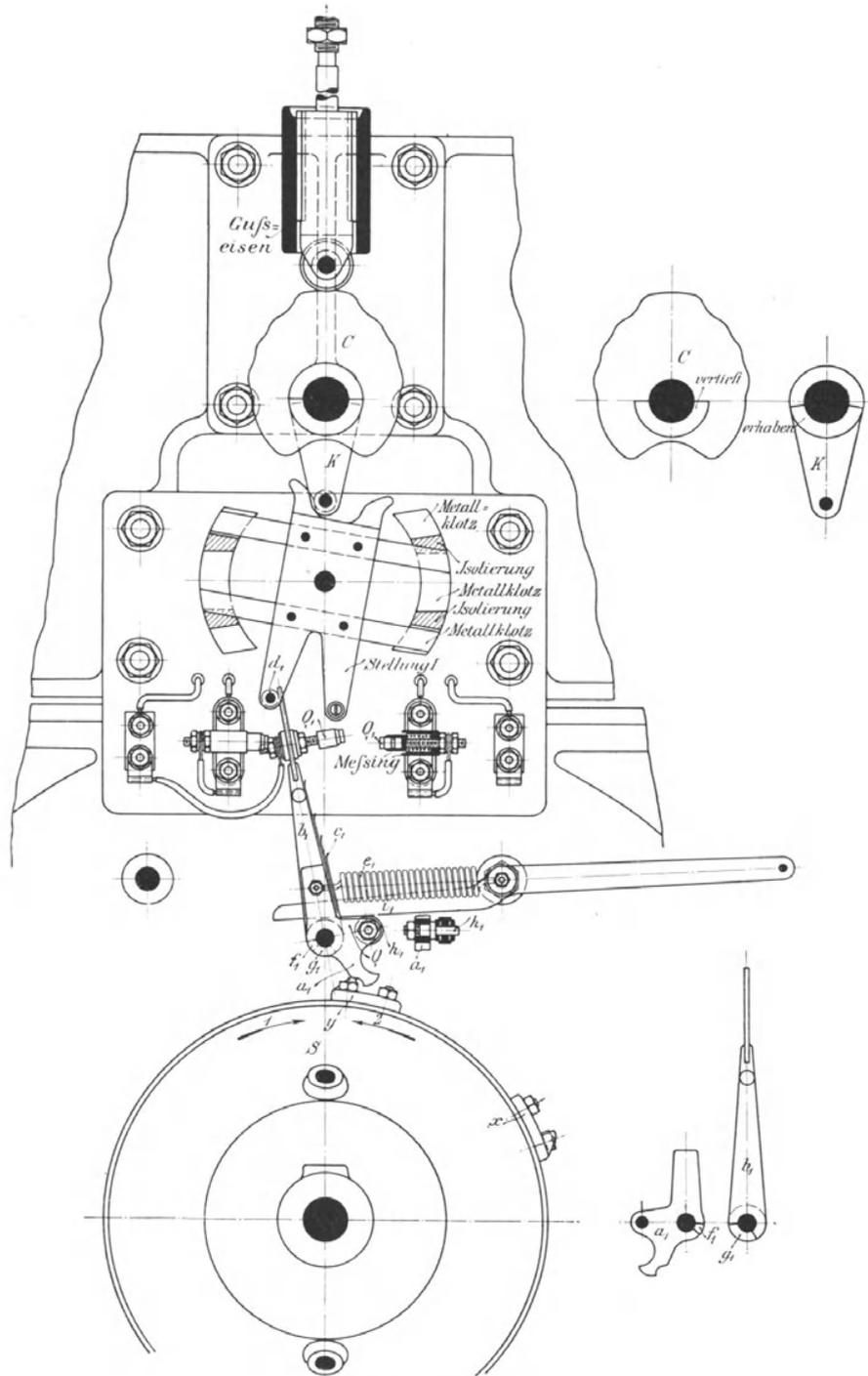


Fig. 420. 1 : 5.

Balanciers sitzt und erst nach einem gewissen unschädlichen Ausschlag des Balanciers von dem Querzapfen *c* mitgenommen wird, um den Gewichts-

hebeln die Unterstützung zu entziehen und die Fangkeile in die Höhe zu reißen. Der tote Gang des Mitnehmerbolzens wird durch entsprechende Länge der Querschlitz in den Winkelarmen des Balanciers vermittelt und die senkrechte Stellung des Stützhebels im regelrechten Betrieb gegenüber zufälligen Erschütterungen durch entgegengesetzt angebrachte kleine Spiralfedern gesichert.

Der an sich kaum denkbare Fall, dass beide Seile gleichzeitig reißen und hierbei der Fangapparat wirkungslos bleiben könnte, ist dadurch berücksichtigt, dass die Balancierachse in ihrem Lagerbock in einem senkrechten Schlitz etwas abwärts fallen kann, wenn die ganze Aufhängung zerstört wird, und die hierdurch freigegebenen Gewichtshebel der Fangkeile dann durch den Zug der Spiralfeder  $f$  bethätigt werden.

Der Einbau der unabhängig von der Seildehnung oder dem Seilbruch beim Überschreiten einer bestimmten Niederfahrsgeschwindigkeit in Thätigkeit tretenden Fangpendel entspricht ganz der früher an Hand der Fig. 317, S. 378, beschriebenen Anordnung, mit der auch dort schon bereits erwähnten Ausführung, dass der Pendelkopf ohne Rolle einfach abgerundet und bedert ist.

Als dritte Fangvorrichtung trägt der Fahrstuhl noch einen mit dünnem, durchlochtem Blech überzogenen Fangboden, der an zwei durch Zahneingriff miteinander gekuppelten Gegengewichtshebelpaaren pendelnd aufgehängt, angehoben wird, sobald er auf ein Hinderniss in der Fahrbahn stösst, und durch kleine Schubstangen die unmittelbar über ihm in Stahlgussführungen gelagerten Fangkeile in die Eingriffslage drängt. Auch hier ist durch Schlitz mit totem Gang in den oberen Aufhängestangen der Fangkeile dafür gesorgt, dass diese Einrückung der Keile sich unabhängig von den beiden anderen Stellwerken des Pendels und des Aufhängebalanciers vollziehen kann.

Die vier gusseisernen Führungsschuhe der Kabine sind oberhalb und unterhalb der Hauptträger zwischen kleinen schmiedeeisernen Böcken in gusseisernen Haltern um wagerechte Achsen drehbar gelagert und mit Spiralfederbüchsen zum selbstthätigen Anpressen ausgerüstet. Die gusseisernen Halter tragen ausserdem noch kleine Gummipuffer für die Fahrgrenzen.

Der gedrängte und doch für den Maschinisten in allen Theilen leicht zugängliche Aufbau der Aufzugwinde mit ihrer elektrischen Ausrüstung, die sorgfältig durchdachte Ausbildung aller Sicherheitsvorkehrungen, das einfache Regeln der Fahrgeschwindigkeit mit sanftem, funkenfreien Anlaufen und Abstellen des Motors, sowie die solide Ausführung und die Präzisionsarbeit der feineren Theile entsprechen dem Weltruf, den die Firma Stigler seit langer Zeit mit Recht im Aufzugbau genießt.

Das sanfte Anhalten des Aufzuges bei etwa 1,25 bis 1,3 m/sec regelrechter Fahrgeschwindigkeit ist, wie schon weiter oben angedeutet, im vorliegenden Fall dem Führer überlassen, der zum Herabsetzen der Motorgeschwindigkeit rechtzeitig vor dem Ziel erst einen Theil der Anlasswiderstände — und nachdem hierfür der zugehörige Beharrungszustand mit verminderter Umlaufzahl eingetreten ist — den Rest unmittelbar vor dem Halten zum vollständigen Stillsetzen des Motors vorschaltet.

Meist, und vor allem bei selbstthätig gesteuerten, schnellfahrenden Aufzügen, überträgt Stigler diese Aufgabe sonst einem Centrifugalregulator auf der Schneckenwelle. Sobald hierbei alle Anlasswiderstände zum Anhalten vorgeschaltet werden und die Umlaufzahl des Motors rasch sinkt, schliesst der zusammenfallende Regulator seinerseits selbstthätig sofort wieder eine

bestimmte, etwa für 0,2 m/sec Fahrgeschwindigkeit bemessene Anzahl von Widerständen kurz und lässt hiermit den Aufzug bis zur vollständigen Stromunterbrechung ins Ziel laufen.\*)

Andere Firmen, z. B. Schuckert, Lahmeyer u. s. f., benutzen das Verfahren, die Geschwindigkeit schnellfahrender Aufzüge durch Vorschalten von Widerständen in den Magnetstromkreis auf volle Geschwindigkeit zu steigern — vergl. Bd. II, S. 369 — weil angesichts des an sich geringen Stromverbrauches für die Magneterregung der Nebenschlussmotoren hierbei geringere Energieverluste auftreten, als bei der Regulierung mit Widerständen im Ankerstromkreis.

Umgekehrt sind dann zum Vermindern der Fahrgeschwindigkeit vor dem Ziel die Regulirwiderstände aus dem Magnetstromkreis des Motors wieder auszuschalten, d. h. kurz zu schliessen. Auch auf diesem Wege lassen sich Geschwindigkeitsunterschiede im Verhältniss von 1:3 bis etwa 1:4 erzielen.

Am vollkommensten wird die Aufgabe in beiden Fällen durch magnetisch gesteuerte Selbstschalter gelöst, die in mittelbarer Abhängigkeit von der Umlaufzahl des Motors in Thätigkeit treten. — Vergl. die Selbstanlasser von Lahmeyer und Schuckert, Bd. II, Fig. 368 u. 369, S. 421 u. 423.

**Elektrischer Personenaufzug mit mechanischer Stockwerkeinstellung zum selbstthätigen Stromabstellen und Stoppen des Motors in bestimmten Förderhöhen von A. Stigler in Mailand.**

D.R.P. 123143.

Der Aufbau der eigentlichen Winde mit dem Anlasswiderstand auf dem Schneckenradgehäuse, Taf. 21, Fig. 1—5, entspricht der auf Taf. 20 dargestellten, vorstehend beschriebenen Anordnung. Die Ausführungen sind sowohl mit Gleichstrom, wie mit Wechselstrom in Betrieb. Bei Gleichstrom wird die Stoppbremse der Schneckenwelle durch ein Bremsolenoid gesteuert, mit der geringfügigen Abänderung, dass hier, Fig. 3, Taf. 21, statt Gewichtsbelastung eine Spiralfeder benutzt und der Dämpfer, statt mit einem Luftregulirventil, mit zweien, einem oberhalb und einem unterhalb des Dämpferkolbens, ausgerüstet ist. Im übrigen kann auch hier zum abgestuften sanfteren Abbremsen neben der elektromagnetischen Bremse noch eine mechanische am anderen Wellenschenkel eingebaut werden. Für Wechselstrommotoren hat Stigler bisher nur die in Fig. 1 und 5 gezeichnete mechanische Bremse benutzt, da aber jetzt auch brauchbare Solenoide für Drehstrom hergestellt werden, steht der Verdopplung des Bremswerkes durch einen Wechselstromelektromagneten nichts im Wege. Stigler speist auch bei Drehstrom die Elektromagnete nur mit Einphasenstrom.

Die übrigen Unterschiede zwischen den Einrichtungen für Wechselstrom oder Gleichstrom betreffen im wesentlichen nur das Leitungsschema und berühren die nachstehend beschriebene Betriebsanordnung nicht.

Die von Stigler als Universalsteuerung bezeichnete Steuerung besteht aus zwei getrennten Steuerwerken zum Ingangsetzen des Motors und zum selbstthätigen Anhalten in bestimmter Höhe.

1. Steuerung zum Anlassen des Motors. Zu ihr gehören, Fig. 1 und 2, Taf. 21, das durch Seilzug zu drehende Steuerrad *A*, der doppelarmige Hebel *B*, der Stromwender *S*, der Einklinkhebel *C*, die Sperrhebel *D*<sub>1</sub> und *D*<sub>2</sub> mit den Widerlagfedern *E*<sub>1</sub> und *E*<sub>2</sub>, die Kontaktbrücken *G*<sub>1</sub> und *G*<sub>2</sub>, mit der Luftbremse *H*, und der Funkenzieher *F*.

\*) Die älteren Aufzüge dieser Art baute Stigler mit Quecksilberkontakten für Regulatorschalter wie auf Taf. 20, 3. Aufl. des vorliegenden Werkes, verwendet jetzt aber, wie auch sonst für alle Anlasskontakte, Kohlen.

Das Steuerrad  $A$  sitzt fest auf der langen Nabe des Einklinkhebels  $C$  und greift mit einer vorspringenden Nabenklaue von annähernd  $180^\circ$  Bogenlänge in eine entsprechende Aussparung der Nabe des doppelarmigen Hebels  $B$ , so dass die genannten drei Theile, miteinander gekuppelt, gemeinsam nach rechts oder links auf einem in das Gestell eingesetzten Tragzapfen frei drehbar, zum Ausschlag gebracht werden, bis die Rolle  $b$  am unteren Ende des Hebels  $C$  in den Ausschnitt des Sperrhebels  $D_1$  oder  $D_2$  eindringt, die zugehörige Widerlagfeder  $E_1$ , bzw.  $E_2$ , etwas zurückdrückt und, an der weiteren Drehung gehindert, in der Grenzlage sammt dem Steuerrade und dem doppelarmigen Hebel  $B$  in dem Sperrhebel hängen bleibt.

Im Beginn der Steuerbewegung drückt der Hebel  $B$  durch die auf seiner Vorderseite am unteren Arm angegossene, doppelt geschweifte Leiste die Rolle  $r$  des doppelarmigen Bremshebels  $J$  nieder und lüftet die mechanische Bremse. Im weiteren Verlauf der Drehung giebt die zur Drehachse konzentrische Kopfkurve des oberen Armes von  $B$  die Stütze  $K$  der senkrecht beweglichen Kohlenkontaktbrücke  $G_2$  frei und lässt sie an dem steilabfallenden Zweig des Kopfprofils bis zur vorspringenden Schulter niedersinken. Das Eigengewicht der Kontaktbrücke  $G_2$  unterstützt diese Bewegung, an der auch die isolirte mit der Brücke verbundene Kolbenstange des Dämpferkolbens  $H$  theilnimmt und durch die Form ihrer Kopfglocke  $L$  die Stützwinkelhebel des Funkenbrechers  $F$  der Schlusswirkung der zwischengespannten Spiralfeder überlässt. Mit dem Zusammentreffen der Kontakte  $F$  erfolgt der Stromschluss und gleich darauf, während der Hebel  $B$  seine Drehung noch fortsetzt, durch Zusammentreffen einer der beiden auf seiner Rückseite eingesetzten Zapfenrollen  $z$  mit einem Mitnehmerstift des Stromwenders  $S$ , je nach der Drehrichtung des Hebels, die Einstellung des Stromwenders für Auf- oder Niederfahrt. Den Schluss der eingeleiteten Bewegung bildet in der letzten Steuerphase, beim weiteren Niedersinken der Kontaktbrücke  $G_2$  auf die darunter liegende feste  $G_1$ , die Aufeinanderfolge der Berührung zwischen den abgestuften Kohlenstiftpaaren und damit das regelrechte Kurzschliessen der zwischen den einzelnen unteren Kohlenstiften eingeschalteten Anlasswiderstände, um den Motor allmählich auf volle Geschwindigkeit zu bringen.

Die Zeitdauer des Kurzschliessens wird mittelst der Mikrometerschraube des Ventiles  $O$ , Fig. 1, derart geregelt, dass Funken zwischen den Kontakten durch zu rasche Aufeinanderfolge der einzelnen Widerstandstufen vermieden werden.

Beim umgekehrten Steuern zum Abstellen des Motors folgen sich die Vorgänge in umgekehrter Reihenfolge, indem der obere Arm des Hebels  $B$  durch das Hubprofil seines Kopfes die Brückenkontakte zum raschen Vorschalten der Widerstände schnell trennt und durch die aufsteigende Glocke  $L$  den Funkenbrecher  $F$  öffnet. Hierbei kehrt auch die beim Anlassen des Motors im Drehsinn des Hebels  $B$  dem Stromwenderstift voreilende Hebelrolle  $z$  bis zur Berührung mit demselben zurück, lässt aber den Stromwender selbst in seiner Lage für die letzte Fahrriechtung stehen, aus der er erst in die Mittellage und darüber hinaus in die entgegengesetzte Stellung übergeführt wird, wenn der Aufzugführer auf entgegengesetzte Fahrt ansteuert. Beim Neuansteuern für die Fortsetzung der vorangegangenen Fahrriechtung befindet sich der Stromwender schon in der richtigen Stellung und wird wegen des Abstandes der beiden Hebelrollen  $z$ , Fig. 1, durch den Steuerhebel  $B$  nicht weiter verstellt.

Der Seitendruck der Fussrolle in der Stütze  $K$  gegen die Kopfflanken des Hebels  $B$  sichert, im Verein mit dem bereits erwähnten Eingriff des Klinkhebels  $C$  in den Sperrhebel  $D$ , die unveränderte Betriebslage des Hauptsteuerwerkes gegenüber dem Stützdruck des Federwerkes  $M_1$ ,  $M_2$ ,

dessen eine Hälfte beim Ansteuern durch die Druckrolle  $d$  des Hebels  $B$  zusammengepresst ist.

Den symmetrisch zur Hebelmittellage auf den gegenüberliegenden Seiten angeordneten Spiralfedern  $M_1$  und  $M_2$  fällt die Aufgabe zu, durch die beim Ansteuern zusammengepresste Feder nach dem Auslösen des Sperrhebels  $D$  — das die noch zu beschreibende Stockwerksteuerung vermittelt — die Hauptsteuerung schnell in die Mittellage zurückzuführen. Dadurch werden in rascher Folge die Anlasswiderstände zum Vermeiden von Kontaktfunken vorgeschaltet und unmittelbar darauf der Betriebsstrom durch den Schlussfunkenbrecher abgeschnitten, bevor der Strom wieder seine normale Höhe erreicht und noch durch einen besonders starken Extrastrom gesteigert wird. Die ungespannte Gegenfeder verhindert das selbstthätige Überschreiten der Mittellage, das den Stromwender plötzlich von einer Grenzlage in die andere umsteuern und damit ganz besonders starkes Funken erzeugen würde.

Dass der Motor auch nicht von Hand plötzlich umgesteuert werden darf, ist bekannt, und gehört zu den Verhaltensmassregeln, die Aufzugwärtern eingeschärft werden müssen. Einen gewissen Schutz hiergegen liefern in der vorliegenden Anordnung das Auslassventil  $P$  der Luftbremse und das bereits erwähnte Lufteinlassventil  $O$ , deren Einstellung die kleinste Zeitdauer zwischen Vor- und Rückwärtssteuern auf ein gewisses Mass beschränken.

Die Klauenkupplung der Naben des Steuerrades  $A$  und des Hebels  $B$  bietet der Hebelnabenklau  $a$  einen kleinen, in Fig. 1 nicht hervortretenden toten Gang, zum Erleichtern des Ansteuerns, der derart bemessen ist, dass der Federwiderlagdruck das Steuerwerk nicht im ersten Augenblick mit belastet, und dass erst bei etwa 40 cm Weg des Steuerzugseiles aus der Mittellage die Feder  $M_1$  oder  $M_2$  um 4 cm zusammengedrückt ist.

2. Stockwerksteuerung. Sie besteht im wesentlichen aus einer von der Winde angetriebenen Stockwerkstrommel  $T$ , Fig. 2, mit den Abstelnocken für die einzelnen Haltestellen, dem zugehörigen Stellwerk und einem Ausrückwerk, Fig. 6 und 7, das in der Wirkungsperiode der Nocken die Hauptsteuerung aus der Sperrlage befreit und selbstthätig in die Mittellage zurückkehren lässt.

Das Stockwerkkrädchen  $Q$ , Fig. 2, Taf. 21, wird vor dem Betreten der Fahrzelle oder dem Ansteuern des Motors von den Einsteigstellen aus durch ein besonderes Handseil oder Steuergestänge bethätigt, das über eine Skala fort soweit gezogen wird, bis seine Marke über dem Skalenstrich des Stockwerkes steht, wo der Aufzug selbstthätig anhalten soll. Das Rädchen ist mit seiner verlängerten Nabe in dem benachbarten Gestellauge frei drehbar, aber unverschiebbar gelagert. Die Nabe bildet mit ihrem inneren, dreigängigen Gewinde die Mutter für die mit Spindelgewinde versehene Bronzebüchse  $R$  und verschiebt diese mit der Klinkenträgerscheibe  $U$ , Fig. 2, 6 und 7, Taf. 21, beim Drehen des Stockwerkkrädchens, bis, in Übereinstimmung mit der Steuerskala, die Klinken  $k_1$  und  $k_2$  über einer bestimmten Ringnuthe der darunter gelagerten Stockwerkstrommel  $T$  stehen und damit in den Bereich der Abstelnocken  $z_1$  und  $z_2$  kommen. Die Ringnuthen entsprechen der Stockwerkzahl und enthalten, mit Ausnahme der ersten und letzten, für welche je ein Ausrücknocken genügt, zwei getrennte  $z_1$  und  $z_2$  für Auf- und Niederfahrt. Die pendelnde Aufhängung der Klinken  $k_1$  und  $k_2$ , mit ihren auf entgegengesetzten Seiten liegenden Widerlagstiften, gestattet dem Abstelnocken für Auffahrt z. B.  $z_1$  frei unter der Abstellklinke für Niederfahrt  $k_2$  durchzulaufen und umgekehrt.

Die prismatische Führung der Klinkenscheibe auf der Vierkantstrecke der Welle  $W$  sichert einerseits die geradlinige Verschiebung der Bronzebüchse mit der Klinkenscheibe  $U$  bei ruhender Welle  $W$  und überträgt

andererseits den Antrieb der Stockwerktrummel beim Zusammentreffen der Abstellnocken und Klinken zum Drehen der Welle.

Der Hebel  $f$ , Fig. 2, am anderen Wellenende greift mit seinen beiden Rollenzapfen in die Kopfschlitz der justirbaren, durch die Spiralfedern  $E_1$  und  $E_2$ , Fig. 1, in der Mittellage symmetrisch abgestützten Zugstangen  $e_1$  und  $e_2$  der Sperrhebel  $D_1$  und  $D_2$  ein, so dass der Hebel  $f$  durch die entgegengesetzten Federwirkungen in der Ruhelage stets senkrecht nach unten steht, und durch die Federn in diese Mittellage selbstthätig zurückgedrängt wird, sobald andere Krafterwirkungen aufhören. Beim Drehen der Welle  $W$  durch die Abstellnocken der Stockwerktrummel wird nur die eine Zugstange von dem Hebel  $f$  mitgeschleppt und ihre Feder gespannt, während der tote Gang im Kopfschlitz der anderen Zugstange, im Sinne der Hebelldrehung, die zweite Stange und ihre Feder in Ruhe lässt.

Die lose auf einem Gestellzapfen drehbare Stockwerktrummel wird von der Windentrommelwelle durch ein Stirnräderpaar und ein in der Trommel selbst untergebrachtes Eade'sches Differentialräderwerk mit Excenterbewegung — vergl. Fig. 416 bis 419, S. 470, — mit so starker Übersetzung angetrieben, dass sie keine ganze Umdrehung macht, wenn der Aufzug die ganze Förderhöhe durchfährt, und daher die Abstellnocken in den einzelnen Trommerrillen für Auf- und Niederfahrt jeweils nur einmal mit den zugehörigen Ausschaltklinken zusammentreffen können, um zum rechtzeitigen Abstellen auf die Welle  $W$  einzuwirken. Die Nocken sind, in den Rillen verstellbar in jeder Rille, dem zugehörigen Stockwerk entsprechend, an anderer Stelle festgeklemmt. Die Drehung der Welle  $W$  schleppt beim Zusammentreffen des Abstellklinkwerkes die Zugstange des Sperrhebels  $D$  der Hauptsteuerung mit, löst dadurch den Klinkhebel  $C$  aus und überlässt die Fahrsteuerung der Einwirkung der Widerlagfedern  $M_1$  oder  $M_2$ , welche sie in der oben geschilderten Weise in die Mittellage zurückführen und damit alle Vorgänge zum Abstellen des Motors vermitteln, indem bei der Mittelstellung der Hauptsteuerung auch wieder die mechanische Bremse durch den Eintritt der Hebelrolle  $r$  in die untere Kehle des Hebels  $B$  selbstthätig einfällt.

Vor einer neuen Fahrt nach oben oder unten ist zunächst die Stockwerkeinstellung für das neue Fahrziel vorzunehmen. Durch die achsiale Verschiebung der Welle  $W$  gleitet die bis dahin noch an dem Nocken  $z_1$  oder  $z_2$  der ruhenden Stockwerktrummel abgestützte Klinken  $k_1$  oder  $k_2$  von den Ausrücknocken seitlich ab; darauf dreht die noch gespannte Spiralfeder  $E_1$  oder  $E_2$  den zugehörigen Sperrhebel  $D_1$  oder  $D_2$  in seine Anfangslage zurück und gleichzeitig auch durch die Zugstangen  $e_1$  oder  $e_2$  die Welle  $W$  mit dem Klinkenträger  $U$  durch den Hebel  $f$  in seine Mittelstellung für den rechtzeitigen Beginn der selbstthätigen Fahrunterbrechung an dem Ziel, welches durch das Stockwerkkrädchen  $Q$  eingestellt wird.

#### **Elektrische Aufzüge mit Rollenzügen für grosse Fahrgeschwindigkeiten.**

Die starken Kraftschwankungen, welche im Triebwerk grosser, rasch laufender Aufzüge immer wieder durch die Beschleunigung beim Anfahren auftreten, gestatten für elektrischen Betrieb, im Hinblick auf die hohen Umdrehungszahlen der Elektromotoren, nur verhältnissmässig kleine spezifische Pressungen in den Wurmgetrieben, Reibrädern oder Rohhautzahnradern und deshalb auch nur kleine Umfangskräfte in diesen Vorgelegen. Wenn gleichzeitig der Forderung möglichst gedrängter Konstruktion und kleiner Schwungmassen genügt werden soll, ergeben sich als weitere Folge, bereits für mässige Lasten, starke Übersetzungen. Diese Verhältnisse beschränken, im Verein mit den Schwierigkeiten der Steuerung und des rechtzeitigen Anhaltens, die erreichbaren Fördergeschwindigkeiten. Hieraus erklärt sich,

dass auch die elektrischen Aufzüge in Amerika, wo auf grosse Fördergeschwindigkeiten besonderes Gewicht gelegt wird, vielfach nur mit 0,5 m und selten mit mehr als 1,5 m Fahrgeschwindigkeit arbeiten, während die gewöhnlichen hydraulischen Personenaufzüge zum Verkehr zwischen einzelnen, nahe übereinander liegenden Stockwerken etwa 1,5 m in der Sekunde zurücklegen und die sogenannten Schnellzüge für den ausschliesslichen Verkehr nach den oberen Stockwerken hoher Geschäftshäuser und Hôtels bis auf 2,8 m Fahrgeschwindigkeit getrieben werden.

Das Bestreben, die Fahrgeschwindigkeit der elektrischen Aufzüge zu steigern, führt dazu, auf die ausschliessliche Verwendung rotirender Getriebe mit kleinen Übertragungsflächen und theilweise störend grossen Schwungmassen zu verzichten, und drängt dahin, durch die Ankerwelle eine Schraubenspindel anzutreiben, deren Trägheitsmasse dicht an der Drehachse liegt, und deren Arbeitsmutter beliebig verlängert werden kann, um die spezifische Pressung zwischen den Druckflächen auf jedes gewünschte Mass zu beschränken. Da hierbei der Mutterweg der vollen Förderhöhe genügen muss, ist hinter der Mutter vor dem Fahrstuhl eine umgekehrte Übersetzung vom Langsamen ins Schnelle einzuschalten, damit die Spindellänge in ausführbaren Grenzen bleibt, und der Raumbedarf der ganzen Anlage nicht unstatthaft gesteigert wird. Man benutzt hierzu umgekehrte Faktorenrollenzüge, wie bei den hydraulischen Hebemaschinen, und lagert den einen Rollensatz am Ende des Gleitbettes der Spindelmutter, während die losen Rollen in das Querhaupt der wandernden Mutter eingebaut werden. Der Ausgleich der toten Last muss auf einen Theil des Fahrstuhleigengewichts beschränkt werden, damit auch der leere Fahrstuhl die Rollenzugseile noch spannt und durch sein Übergewicht den Rücklauf mit genügender Senkgeschwindigkeit ausführt.

Die Sprague Electric Elevator Co. in New-York hat den ersten Aufzug dieser Art im Jahre 1892 für das Grand Hôtel daselbst mit 2,5 m Fahrgeschwindigkeit in Betrieb gesetzt und später den Auftrag erhalten, sechs weitere Aufzüge gleicher Bauart mit 50 m Förderhöhe und 800 bis 1000 kg Tragkraft für das Postal Telegraph Building in New-York auszuführen. Nähere Angaben hierüber, wie über andere Konstruktionen ähnlicher Richtung, finden sich in den Berichten von M. F. Gutermuth, in der Z. d. V. d. Ing. 1893, S. 1540 u. f. Die zugehörige elektrische Steuerung ist in Bd. 2, S. 355, an Hand der Fig. 322 beschrieben.

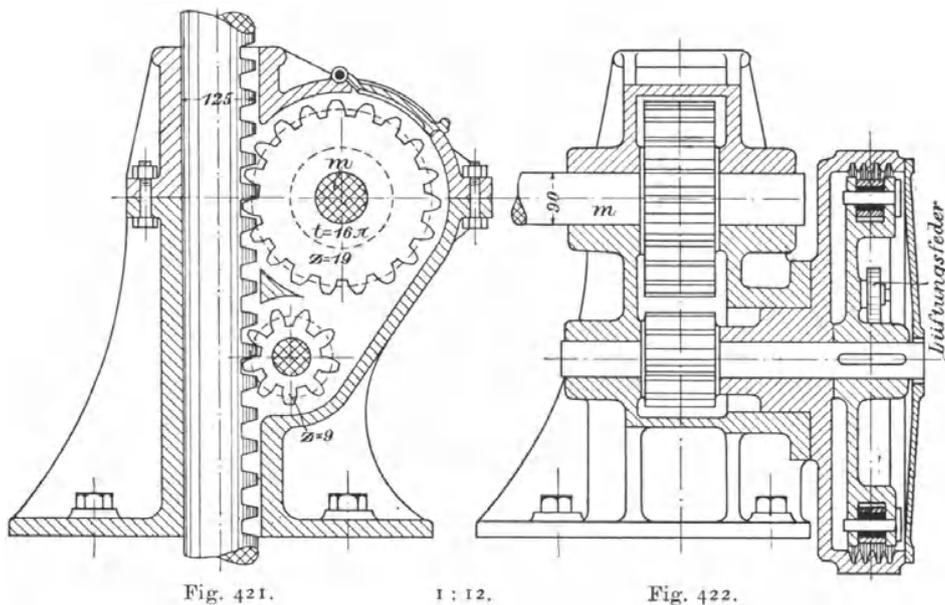
Wenn nun auch durch ausgedehnte Benutzung von Kugellagern für die Stützzapfen der Spindel und für die Druckübertragung zwischen Spindel und Mutter, sowohl der Wirkungsgrad der Maschine befriedigend ausgefallen, wie auch das angestrebte Ziel wirklich erreicht ist, und die ganze Anlage durch die Feinheit der Genauigkeitsarbeit, wie durch scharfsinnige Einzelheiten der Konstruktion als eine aussergewöhnliche Leistung Anerkennung verdient, so drängt sich doch die Frage auf, ob nicht gerade für diese Ausnahmeverhältnisse die bewährten einfachen hydraulischen Anlagen, selbst bei höheren Betriebskosten, vorzuziehen sind.

Für die Aufzuanlagen der neuen Londoner Central-Stadtbahn, deren Ausführung der amerikanischen Sprague Electric Company unter sehr scharfen Garantiebedingungen übertragen wurde, sind, bei allerdings nur 1 m Fahrgeschwindigkeit, Trommelwinden mit Hindley-Schnecken gewählt. Es handelte sich hierbei im ganzen um 48 grosse Personenaufzüge für 14 verschiedene Stationen mit 12,5 bis 28 m, im Mittel 20,4 m Förderhöhe und 11 bis 23 qm, im Mittel 13 qm Grundfläche der einzelnen Förderkörbe, die nach dem Zugverkehr der Bahn insgesamt täglich 20 000 Einzelfahrten auszuführen haben. Sprague hatte u. a. auf drei Jahre die Verpflichtung übernommen, dass der Stromverbrauch, bei einem Einheitspreise

von 1 d für die Kilowattstunde, zu dem die elektrische Energie aus dem Netz geliefert wird, für 1000 Einzelfahrten 1 £, also  $\sim 20,5$  Mark, nicht übersteigt. Nach den Voranschlägen würden diese Betriebsunkosten weniger als die Hälfte der einer hydraulischen Anlage von gleicher Leistung betragen.\*)

**Gepäckaufzug für den Centralbahnhof in Dresden mit elektrischem Betrieb, von Unruh & Liebig in Leipzig.\*\*)**

Die Bauart der hydraulischen Stempelaufzüge für Bahnhöfe, Markthallen und Kellereien ist von Unruh & Liebig für elektrischen Antrieb in der Weise verwerthet, dass der Stempel auf einer Seite in der ganzen Länge wie eine Zahnstange verzahnt wird und so durch den Eingriff eines Stirnrades — Textfigur 421 und 422 — von einem Elektromotor aus auf und nieder bewegt werden kann. Der Stempel trägt die Lastbühne, und wird einerseits durch die Leitbahnen der Bühne, andererseits durch eine genau ausgebohrte cylindrische Hülse, Fig. 421, welche gerade dem



Zahneingriff gegenüber als Widerlager dient, senkrecht geführt. Den unteren Theil des Stempels umgibt bis zur vollen Senktiefe ein ringförmiges Schutzrohr, das aus zwei ineinander gesteckten dünnen Blechrohren besteht, deren freier Ringquerschnitt mit Cement oder feinem Beton ausgegossen wird. Der wasserdichte Bodenabschluss des Schutzrohres wird ebenfalls durch Beton gebildet.

\*) Nähere Angaben siehe Engineering, März 1899, S. 273 u. f. „Passenger Lift Equipment for the Central London Railway.“ Siehe auch Fig. 170, S. 205, und Fussnote zu S. 207. — Zwillingmotoren mit doppelten Zwillingswurmgetrieben arbeiten gemeinsam auf beide Wellenköpfe der Trommel, so dass sich ihre Belastung mit 4300 kg auf 4 Schnecken und Schneckenräder vertheilt und sich alle achsialen Drucke aufheben. Die Motoren laufen mit 470 Touren und liefern beim Senken der belasteten Aufzüge Strom in das Netz zurück.

\*\*) Nach der sonst festgehaltenen Stoffeintheilung wäre diese eigenartige Anlage in das Kapitel „Zahnstangenwinden“ einzureihen, aber sie weicht von der gewöhnlichen Bauart und Verwendung solcher Winden mit Ausnahme des Zahnstangengetriebes so erheblich ab, dass die Einfügung an dieser Stelle wohl den Vorzug verdient.

Fig. 1 bis 3, Taf. 23, veranschaulichen die Gesamtanordnung der Gepäckaufzüge für den neuen Bahnhof in Dresden, von denen Unruh & Liebig auch sonst eine grössere Anzahl gebaut haben. Als Motoren sind Drehstrommotoren verwendet.

Die Lastbühne ist in üblicher Weise zum Auffahren der Gepäckkarren eingerichtet, die durch einen wagerecht drehbaren Hebel  $h$ , Fig. 3, Taf. 23, von dem begleitenden Führer auf der Plattform festgestellt werden können. Die Bühne führt sich im Schacht an zwei hohlen gusseisernen Ständern, mit zwei Gleitschuhpaaren, die in dem kräftigen Rahmenwerk der Plattform untergebracht sind. Die Klappthüren des oberen Schachtverschlusses öffnen sich beim Aufwärtsfahren selbstthätig durch den eisernen Spitzbogen, der die Bühne in der Quermittellebene überspannt, und schliessen sich beim Zurückfahren wieder ebenso selbstthätig. Die Längseiten der Bühne sind dicht über dem Fussboden durch Schutzwände begrenzt, die nach oben noch durch ein niedriges Geländer erhöht sind. Die Schmalseiten bleiben für das Auf- und Abfahren der Karren frei. Die Schachtmündung auf dem Bahnsteig ist durch ein Geländer eingefriedigt, das auf den Schmalseiten nur durch Schlagbäume gebildet wird.

Die Puffer  $p$  dienen zur Begrenzung der Hubbahn.

Die Gegengewichte  $G$  für die Bühne und den Hubstempel bewegen sich in den hohlen Ständern des Führungsgerüsts. Ihre Ketten sind dicht unter der Schachtmündung über Leitrollen  $a$  geführt und greifen in den tiefsten Punkten des Bühnenrahmens an.

Das Steuergestänge besteht aus einer senkrecht im Schacht dicht neben der Fahrbahn gelagerten Rundstange  $s$ , die entweder unmittelbar von der Karrenbühne aus oder von oben durch die bajonettartig versetzte Griffstange  $g$  aus der Mittelstellung um 320 mm nach oben oder nach unten zum Ansteuern für Auf- und Niederfahrt verschoben werden kann. Unten endigt die Steuerstange in eine Zahnstange  $z$  aus Flacheisen, deren Eingriff in ein verdeckt liegendes eingekapseltes Stirnrad die Steuervorgelegewelle  $c$  dreht. Von der doppelrilligen Seilscheibe  $i$ , Fig. 3, Taf. 23, führen gekreuzte Seile auf die gegenüberliegende doppelrillige Scheibe  $k$ , deren Nabe das Vorgelegestirnrad  $l$  zum Verstellen der Schalthebelwelle für den Wendeanlasser trägt.

Das Eigengewicht des Steuergestänges wird durch ein Gegengewicht  $e$  ausgeglichen, dessen Zugseil über die Leitrolle  $d$  läuft.

Im Erdgeschoss ist für die Zu- und Abfahrt der Karren ein Gang vorhanden, der nur von einer Seite an der Schmalseite der Aufzugbühne mündet und für gewöhnlich durch eine einflügelige Thür geschlossen gehalten wird. Diese Thür lässt sich nur öffnen, wenn sich die Karrenbühne vor derselben in ihrer tiefsten Stellung befindet. Zu dem Zweck ist die obere Fortsetzung  $b$  der Zahnstange  $z$  um  $90^\circ$  gewunden, so dass das Flacheisen seine hohe Kante der Thürangel zuwendet, Fig. 2, Taf. 23. Ein Ausschnitt in dieser Strecke des Gestänges gewährt nur in der Mittellage der Steuerung dem Scheibensegment  $t$  auf der Thürangel, Fig. 3, freien Durchtritt beim Aufdrehen der Thür, während sonst das Segment und damit die Thür durch das volle Flacheisen gesperrt wird.

Zum Schutz gegen unzeitiges Umsteuern von unten, in Zeiten, wo die Förderschale in ihrer höchsten Stellung beladen oder entladen wird, ist in einer der gusseisernen Schlagbaumsäulen eine quadratische Stange untergebracht, die mit einigen Zähnen in ein kleines Triebstück auf der Schlagbaumdrehachse eingreift und dadurch mit der Schranke selbst zwangsläufig verbunden ist. Die senkrechte Verschiebung dieser Stange beim Öffnen des Schlagbaumes verriegelt das Steuergestänge, und verhindert den Betrieb, so lange die Schranken auf dem Bahnsteig offen sind. Damit ist

gleichzeitig der Zwang ausgeübt, die Barrieren zu schliessen, bevor man den Aufzug zurücksenkt. Die Schlagbäume selbst werden aber ebenfalls verriegelt, sobald der Aufzug niedergeht, indem die Riegelstange in der Säule in der Lage, welche sie beim Schliessen des Schlagbaumes einnimmt, durch eine im Fahrschacht liegende Feder festgehalten und erst wieder ausgelöst wird, wenn die Förderschale, von unten kommend, sich der Schachtmündung nähert. Diese Einzelheiten fehlen in der stark verkleinerten Darstellung der Gesamtanlage.

Der Motor arbeitet auf ein Wurmgetriebe in geschlossenem Gehäuse und hebt oder senkt den Aufzugstempel durch das bereits oben erwähnte Stirnrad auf der Schneckenradwelle  $m$ .

Zum selbstthätigen Abstellen des Motors an den Hubgrenzen dient ein Schraubenspindelapparat mit Schaltklauenmuffen.

Das Muttergewinde der Schaltspindel  $n$  ist in die gemeinsame Nabe der Rolle  $k$  und des Rades  $l$  eingeschnitten, die während des Betriebes durch den Steuerwiderstand festgehalten wird, so dass der Antrieb der Spindel von der Schneckenradwelle aus durch Kegelräder die Schaltspindel allein vor- oder zurückschraubt, bis sich die eingestellten Klauenringe von der einen oder von der anderen Seite mit dem Steuerräderwerk  $kl$  kuppeln und dadurch an den Fördergrenzen des Aufzuges den elektrischen Steuerapparat auf die Mittellage zurückführen, also den Motor abstellen.

Eine unrunde Scheibe, Fig. 2, die mit der Steuerseilrolle  $k$  aus einem Stück gegossen oder daran befestigt ist, steuert das Spannhebelwerk der Haltbremse, welche mit zwei Klötzen die Kupplung zwischen Motor und Schneckenwelle umklammert. In der Mittellage der Steuerung wirkt das Spannhebelgewicht der Bremse frei und hält den Aufzug bei abgestelltem Motor fest, beim Ansteuern wird die Bremse gelüftet, kurz bevor sich der Stromkreis für den Motor schliesst. — Vergl. im übrigen die ähnliche Ausführung, Fig. 410 bis 412, S. 462 bis 463.

Zum Schutz gegen Abstürzen der Aufzüge während des Betriebes, bei zufälligen Stromunterbrechungen in der Hauptleitung, ist eine Schleuderbremse eingebaut, Fig. 421 und 422, S. 480, die durch ein kleines Stirnrad unterhalb des Hubrades ständig mit der Verzahnung des Stempels in Eingriff steht und deshalb stets wirkungsbereit bleibt. Die Konstruktion dieser Bremse ist in den Tafelfiguren 4 und 5 vollständig wiedergegeben.

Die Schwungarme, deren keulenförmige, hohlgegossene Köpfe mit Blei gefüllt werden, sind in den fest mit der Welle verkeilten Tragarmen drehbar gelagert und schwingen mit ihren Druckkämmen in die Keilnuthen der festgehaltenen Bremstrommel hinein, sobald die Umlaufgeschwindigkeit so weit steigt, dass der Gegendruck der spiralförmig gewundenen Flachfedern überwunden wird, welche die Schwungarme sonst von der Bremstrommel abziehen. Zum Ausgleich der Schwerkräfte sind die beiden Schleudermarme untereinander durch Lenkschienen an eine frei auf der Nabe der Tragarme drehbare Scheibe angekuppelt.

Die beiden Bremskammklötze lassen sich dadurch justiren, dass die Drehzapfen der Schwungarme durch ihre excentrischen Bronzehülsen in dem Lagerauge der Tragarme nach Bedarf verstellt werden können. Hierfür ist der Stahlbolzen mit der Bronzehülse fest verbunden, und sein breiter, mit Randausschnitten versehener Kopf wird, je nach der gewählten Einstellung, durch ein Sperrblech mit einspringender Nase festgehalten. Das Sperrblech hat die gleiche Höhe, wie die Bolzenköpfe, und die Befestigungsschrauben ziehen gleichzeitig eine in der Zeichnung nicht dargestellte Kopfplatte an, welche das Sperrblech und den Bolzenkopf gemeinsam überdeckt.

Die getrennte Ausführung der Bremsklötze gestattet ausserdem leichtes

Auswechseln nach starkem Verschleiss, ohne die ganzen Schwungarme zu erneuern.

Der Gepäckaufzug ist für 1250 kg, einschliesslich Eigengewicht des Gepäckkarrens, gebaut und für die vorgeschriebene Fördergeschwindigkeit von 0,3 m in der Sekunde ein Drehstrommotor von 10 PS regelrechter Leistung gewählt. Die Förderhöhe beträgt 8480 mm, wird also in etwa  $\frac{1}{2}$  Minute zurückgelegt. Die Betriebsmessungen ergaben einen Arbeitsverbrauch von 7 bis 7,5 PS im Beharrungszustand, wenn ausser dem Eigengewicht der Bühne noch die halbe Nutzlast mit 625 kg ausgeglichen wird.

Der Motor arbeitet mit 1430 Umläufen in der Minute und erteilt durch die Übersetzung 1 : 75 des eingängigen Wurmgetriebes der Schneckenradwelle 19 Umdrehungen in der Minute. Das mit dem Zahnstangenstempel der Förderschale auf dieser Welle in Eingriff stehende Stirnrad besitzt 19 Zähne von 50 mm  $\approx 16\pi$  Theilung und liefert hiermit die oben angegebene Fördergeschwindigkeit  $\frac{19 \cdot 16 \pi \cdot 19}{60} = \approx 300$  mm.

Die Bremse läuft im regelrechten Betrieb nur mit etwas über 38 Umdrehungen in der Minute und verhindert bei den ungünstigsten Belastungsverhältnissen des Aufzuges das Anwachsen der Bühnengeschwindigkeit über 920 mm in der Sekunde. In diesem Falle steigt die Umlaufzahl der Bremswelle auf 117 in der Minute und der Anpressungsdruck der Bremsklötze erreicht bei 15 kg Schwungarmgewicht und 6 kg Gegendruck der Lüftfeder 475 kg zum Vernichten einer Umfangskraft von 155 kg. Für den halben Keilnuthenwinkel ist, wie üblich, die Grösse von  $15^0$  gewählt.

Andere Konstrukteure vermeiden den einseitigen Zahnstangenangriff und verwenden statt der runden Stempel mit eingefrästen Zähnen Zahnstangen nach Art der für Zahnradbahnen gebräuchlichen, mit einzelnen, zwischen zwei  $\square$ -Eisen eingienieteten trapezförmigen Zähnen, um den Kraftangriff möglichst in die Mitte der Hubstütze zu verlegen. C. Flohr in Berlin verwendet für derartige Aufzüge Schraubenspindeln mit Schneckenantrieb für die auf einem Kugellager laufende Mutter.

Alle diese Konstruktionen suchen nur, wie die älteren, hydraulischen Anlagen, einen besonderen Aufbau mit Rollengerüst über der Schachtoffnung zu vermeiden, um vor allen in Bahnhofhallen den freien Überblick über Bahnsteige und Schienengeleise nicht zu behindern. Durch diese Anordnung mit versenkten Stempeln, Spindeln oder Zahnstangen behalten sie aber im wesentlichen auch alle Konstruktionstheile der hydraulischen Stempelauflüge bei, arbeiten, soweit sie mit Zahnstangentriebwerk ausgerüstet werden, unruhiger und fallen durch den Einzelantrieb mit Elektromotor und Anlassapparaten in der Anlage theurer aus, während die Anpassungsfähigkeit des Stromverbrauches an die wechselnde Nutzlast bei den mässigen Hubhöhen und den niedrigen Wirkungsgraden im Vergleich zu hydraulischen Anlagen nur wenig zur Geltung kommt.

Da im übrigen die unterirdischen Gänge für den Gepäck- und Postpaketverkehr in Bahnhöfen Rohrleitungen bequem und frostfrei zu verlegen gestatten, bin ich der Ansicht, dass für diese Gepäckaufzüge der Bahnhöfe der Ersatz der hydraulischen Anlagen durch elektrische weder technisch, noch wirthschaftlich einen Fortschritt bedeutet.

#### Aufzüge mit geneigter Bahn.

Die Aufzüge mit geneigter Bahn haben von Alters her im Bergbau, in Steinbrüchen u. s. f. Verwendung gefunden und sich andererseits für Personenbeförderung in den modernen Drahtseilbahnen ein bedeutendes Gebiet erobert. Abgesehen von diesen beiden Fällen, die ausserhalb der engeren Grenzen meines Buches liegen, finden aber schiefe Ebenen mit Aufzug-

winden auch sonst für eine Reihe von Werkstattsbedürfnissen, insonderheit bei Schneidemühlen, Ziegeleien und Schiffswerften Anwendung. Die Winden haben im allgemeinen keine besonderen Eigenthümlichkeiten, aber ausser den hierzu gehörigen Sperr- und Bremsvorrichtungen, erfordert bei wichtigeren Anlagen auch der Wagen, auf welchem die Last die schiefe Ebene heraufgezogen wird, selbständige Sperr- und Bremswerke, welche an Stelle der Fangvorrichtungen für senkrecht laufende Aufzüge treten und theils unmittelbar die dort ausgebildeten Konstruktionen verwerthen, theils auf die Schutzbremsen der Bergbahnen zurückgreifen.

Bezeichnet  $Q$  das Gewicht der Nutzlast,  
 $W$  das Eigengewicht des Transportwagens,  
 $\beta$  den Steigungswinkel der Bahn,  
 $R$  den Laufradhalbmesser in cm,  
 $r$  den Halbmesser der Achszapfen,  
 $s$  die Bahnlänge für die Steigung  $\beta$ ,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,  
 $f$  den Koeffizienten der wälzenden Reibung in cm,  
 $Z$  die Zugkraft im Umfang der Windentrommel,

so folgt aus der Arbeitsgleichung für den Transport der Last auf der geeigneten Strecke  $s$  und dem Fahrwiderstand nach Gl. 274, S. 348

$$Zs = (Q + W) \left( \sin \beta \pm \frac{\mu r + f}{R} \cos \beta \right) s$$

also  $Z = (Q + W) \left( \sin \beta \pm \frac{\mu r + f}{R} \cos \beta \right) \quad . . . \quad 284.$

mit dem Pluszeichen in der Klammer für die Auffahrt und mit dem Minuszeichen für den Rücklauf.

Wagengewicht und der von der Gesamtlast abhängige Fahrwiderstand haben hiernach einen erheblichen Antheil an der Windenbelastung und dem Energieverbrauch.

#### **Schiffsaufzug der Königl. Werft in Friedrichshafen von Julius Wolff & Co. in Heilbronn.**

Für die Untersuchung, Reinigung, den Neuanstrich und etwaige Ausbesserungen des Schiffsrumpfes der Bodenseedampfer ist vom maschinentechnischen Bureau der württembergischen Staatseisenbahnen als Ersatz für die alte Aufzugesanlage mit hölzernen Gleitschlitten und Handbetrieb durch eine Anzahl gewöhnlicher Bauwinden 1899 eine elektrisch angetriebene Kabelwinde mit Zwillingstrommeln und doppelten Zugseilen entworfen und 1900 von der Maschinenfabrik Julius Wolff & Co. in Heilbronn ausgeführt. \*) An Stelle des Holzschlittens ist zur Aufnahme des Schiffes ein aus genieteten Längs- und Querträgern zusammengebauter Wagen mit 30 Laufradpaaren für 32 m Wagenlänge, 53 m Schifflänge, 6,1 Schiffbreite und 225 t Leergewicht des zur Zeit grössten württembergischen Bodenseedampfers getreten, mit der Annahme, dass in Zukunft auch noch grössere Schiffe bis etwa 250 t Wasserverdrängung in unbeladenem Zustand aufgezogen werden können. \*\*) Das Wagengestell ist zum leichteren Abfangen des Schiffsrumpfes derart keilförmig gebaut, dass bei der Neigung der Wagenbahn, die bis

\*) Über Hebewerke zum Untersuchen grosser Seeschiffe, siehe Bd. II, S. 689.

\*\*) Ausführliche Beschreibung mit Konstruktionszeichnungen der ganzen Anlage, siehe in der Z. d. V. d. I. 1901, S. 253 u. f. Seemann. „Der Schiffsaufzug der Kgl. Werft in Friedrichshafen.“ Beachtenswerth ist u. a. die einfache und billige Bremsschuhkonstruktion für den Wagen, welche bei Seilbruch selbstthätig in Wirkung tritt und den Rücklauf ohne Stoss sperrt. Die Winde selbst ist mit Riemenantrieb, Schneckentriebwerk und gemeinsamer Stirnradvorgelegewelle für die Zwillingstrommeln ausgerüstet.

auf den Hafengrund führt,  $\operatorname{tg} \beta = 1:16,9$ , die Neigung der Oberkante Längsträger gegen den Wasserspiegel nur noch  $1:30$  beträgt. Das Schiff wird auf den in das Wasser hinabgelassenen Wagen von hinten aufgefahren, setzt sich mit dem Bugkiel auf den vordersten, mit Holz gefütterten Querträger und dann, beim Hochwinden des Wagens allmählich in seiner ganzen Länge ohne weitere Abstützung symmetrisch auf die Längsträger. Eine zweite gleiche Anlage ist 1900 für die badische Werft in Konstanz ausgeführt.

Im vorliegenden Fall liefert die S. 484 aufgestellte Gleichung 284 für den Seilzug  $Z$  mit den Werthen, Schiffsgewicht  $Q = 250$  t, Wagengewicht  $W = 30$  t,  $\operatorname{tg} \beta = 1:16,9$ ,  $\sin \beta = 0,060$ ,  $\cos \beta = 0,998 = \sim 1$ , Laufradhalbmesser  $R = 20$  cm, Achszapfenhalbmesser  $r = 3,75$  cm und den Annahmen  $f = 0,05$  cm,  $\mu = 0,1$

$$Z = (250 + 30)(0,06 + 0,02) = 22400 \text{ kg.}$$

Der Fahrwiderstand beansprucht hiernach mit dem Faktor  $0,02$  volle  $25$  v. H. der gesamten Zugkraft.

Für den Betrieb wurde gefordert, dass  $75$  m Bahnlänge beim Aufwinden in  $2$  Stunden, beim Ablassen, unter Benutzung eines schneller laufenden Riemen-vorgeleges zwischen Motor und Winde, in einer halben Stunde zurückgelegt werden, d. h. die sekundliche Fahrgeschwindigkeit beträgt beim Aufwinden  $10,5$  mm, beim Ablassen  $42$  mm.

Der Energieverbrauch betrug bei den Abnahmeversuchen zum Aufziehen eines Schiffes von  $125$  t Eigengewicht  $9,12$  PS, der Gesamtwirkungsgrad der Anlage bezogen auf das Heben der reinen Nutzlast also  $\eta = 0,21$ .

Weiteres siehe in der Z. d. V. d. I. 1901, S. 253 bis 261.

### Paternoster-Aufzüge für Personen.

Für die Bedürfnisse von grossen Geschäftshäusern, Amtsgebäuden u. a. m. mit zahlreichen getrennten Comptoirs und Bureaux und lebhaftem Verkehr zwischen den einzelnen Stockwerken genügen die gewöhnlichen einfachen oder Doppelaufzüge nicht, weil das Heranholen des Fahrstuhls zur Benutzung aus seinen wechselnden Stellungen zu viel Zeit in Anspruch nimmt. Man ist daher in England für solche Fälle zu der Bauart früher mehrfach für Hohöfen ausgeführter Paternosteraufzüge mit einer grösseren Zahl dicht aufeinander folgender Förderschalen zurückgekehrt und hat dieses System in zweckentsprechender Form für Personenverkehr mit hohen Fahrzellen ausgebildet.\*) Der erste Personen-Paternosteraufzug in Deutschland ist durch Henricke & Goos für den sogenannten Dovenhof in Hamburg, ein grosses Geschäftshaus mit etwa  $80$  Comptoirs, von Waygood & Cie. in London 1886 bezogen und in Betrieb gesetzt und hat durch die jetzt mit Gutmann A.-G. verbundene Firma Wimmel & Landgraf dort umfangreiche Verbreitung gefunden. Der Ausführung in anderen deutschen Städten standen nach einer Reihe selbstverschuldeter Unfälle zum Theil überängstliche Polizeivorschriften hindernd im Wege, aber diese scheinen jetzt nach den jahrzehntelangen günstigen Erfahrungen in Hamburg einer freieren Beurtheilung zu weichen. Hannover, München und Stuttgart besitzen seit einigen Jahren ebenfalls Paternosteraufzüge für Personen.

Fig. 4 bis 8, Taf. 24, geben ein Bild der allgemeinen Anordnung.

Die Fahrzellen, je zur Aufnahme von zwei stehenden Personen eingerichtet, hängen in senkrechten, endlosen, langgliedrigen Kettenläufen und steigen in ununterbrochenem Betrieb mit mässiger Geschwindigkeit — etwa  $250$  bis  $280$  mm in der Sekunde — auf und nieder, so dass sie ohne Gefahr während der Fahrt an den offenen Schachtzugängen bestiegen und verlassen werden können. Die zugehörigen, meist zwölfckigen Ketten-scheiben, deren Umfangseiten der Baulänge der Gelenkschienenketten ent-

\*) Die in Rede stehenden Gichtaufzüge finden sich in Hülse's Maschinenencyklopädie, Artikel Aufzug, und in Rühlmann's Allgemeiner Maschinenlehre, Bd. IV, Kapitel 4.

sprechen, liegen oben und unten im Fahrschacht dicht an den Wänden schräg gegenüber. Sie werden durch ein gemeinsames Rädervorgelege von der Betriebsmaschine mit gleicher Geschwindigkeit und in gleicher Richtung derart angetrieben, dass ihre schräg gegenüber stehenden Kettenläufe sich im gleichen Sinne bewegen und zum Einhängen der Fahrzellen benutzt werden können. Die Tragzapfen der Zellen sind an ihren diagonalen Deckenbalken oder an den Zellenwänden befestigt und sauber in Augen der Kettenglieder eingeschliffen, um toten Gang möglichst zu verhüten. Die Kettenaugen werden mit Stahlbüchsen ausgefüllt, die Zapfen gehärtet.

Bei der fliegenden Anordnung der Kettenscheiben auf den Köpfen ihrer von aussen nur um die Scheibenbreite in den Schacht hineinragenden Wellen, bleibt der lichte Schachtquerschnitt für die Zellenbahnen frei und gestattet oben und unten den Übergang aus einer Fahrrichtung in die andere, indem die Zellen, dem Umfange der Kettenscheiben folgend, unter Drehung ihrer Tragzapfen in den Kettenaugen, ihre senkrechte Hängerichtung selbstthätig bewahren. Der Kettenscheibendurchmesser wird durch die Anordnung des Triebwerks unabhängig von der Höhe der Fahrzellen und ist nur nach Massgabe ihrer Breite zu wählen. Hieraus und aus der Seitenzahl der Scheibenvielecke bestimmt sich auch die Baulänge der Kette. Je kleiner die Seitenzahl, um so störender machen sich die Schwankungen der Zellen beim Übergang von einer Fahrbahnrichtung in die andere durch den veränderlichen Lastarm des Trommelpolygons bemerkbar.

Die Zellen werden an hölzernen Leitbäumen geführt. Die gemeinsame mittlere Führungssäule muss oben und unten so weit gekürzt werden, dass sie den Zellen freien Durchgang zwischen der aufsteigenden und der absteigenden Bahn lässt. Da die Säule unter diesen Verhältnissen unten nicht auf dem Fussboden aufgestellt werden kann, haben die rhombisch zusammengenieteten, wagerechten Flachschielen, Fig. 8, das ganze Eigengewicht der Säule zu tragen und steifen sie ausserdem gegen die eisernen Führungsständer der mittleren Kettenläufe ab. Der Kopf der Mittelsäule ist nach der Übergangsbahn der unteren Fahrstuhlkante kurvenförmig zugespitzt — Fig. 4 — und gestattet durch einen senkrechten Schlitz, Fig. 5, dem Führungsbügel unterhalb des Zellenbodens freien Durchtritt, der zum Schutz gegen Seitenschwankungen in der Übergangsbahn angebracht ist. Dieser Bügel übernimmt auch die Führung der Zellen beim unteren Wechsel der Förderbahnen.

Der senkrechte Abstand der einzelnen Kasten ist so gross zu wählen, dass während des Bahnwechsels die oben oder unten durchschwingende Zelle bereits ganz in ihre neue, senkrechte Laufrichtung übergetreten ist, bevor die nächste den Kopf der mittleren Führungssäule erreicht, da sonst beide zusammenstossen würden. Der Abstand entspricht hiernach der Kettenlänge, die in dieser Zeit über die Scheiben läuft.

Für die angenommene Fahrgeschwindigkeit und die aus den Zeichnungen zu entnehmenden Masse folgen die einzelnen Zellen in Zeiträumen von etwa 12 Sekunden aufeinander, so dass der Aufzug ohne nennenswerthen Zeitverlust fast ununterbrochen in jedem Stockwerk dem Verkehr zur Verfügung steht und eine sehr grosse Leistungsfähigkeit besitzt.

Die reichlichen Kettenquerschnitte schliessen Bruchgefahren mit hoher Sicherheit aus, aber selbst wenn ein Bruch erfolgen sollte, verhindern die dicht anschliessenden Kettenführungen den Absturz der Fahrzellen, weil sich die Kette hierbei nur um den Betrag des Führungspielraumes zusammenstauen kann, ohne frei niederzufallen, und demnach als Stütze wirkt.

Sämmtliche Fahrschachtöffnungen bleiben ohne Verschlussüren vollkommen frei. Die unmittelbare Aufeinanderfolge der Zellen bietet ausreichenden Schutz gegen Abstürzen in den offenen Schacht, und der Ver-

kehr ist so wenig wie möglich zu behindern. Zum Schutz gegen Verletzungen durch niederfahrende Zellen sind die Zellendecken auf der Zutrittseite bogenförmig ausgeschnitten und die vorderen Randbretter des Fussbodens in der ganzen Breite bis auf etwa 20 cm Tiefe durch Gelenkbänder als Klappen ausgebildet, die nach oben zurückschlagen.\*) Ebenso weichen die Randbretter der Zugänge durch Umklappen nach oben aus.

Unvorsichtiges Hineinbeugen in den Schacht auf der Niederfahrtsseite oder Herausbeugen aus auffahrenden Zellen kann daher nur zum Zusammenstoss mit ausweichenden Klappen führen, der bei der geringen Fahrgeschwindigkeit kaum ernstliche Verletzungen befürchten lässt. Das Besteigen und Verlassen des Aufzuges wird durch lange Handgriffe an der Innenseite der Zellenwände und an den festen Begrenzungen der Zugänge erleichtert, die ebenso wie die Griffe an den Strassenbahnwagen zu benutzen sind. Ein aussen vor dem Schacht durchlaufendes Ausrückgestänge dient zum Abstellen und Einrücken des Aufzuges.

Der Besorgniss, dass etwa beim Abfallen des Treibriemens der Aufzug durch einseitige Überlastung unerwartet unzulässig beschleunigt wird, bis

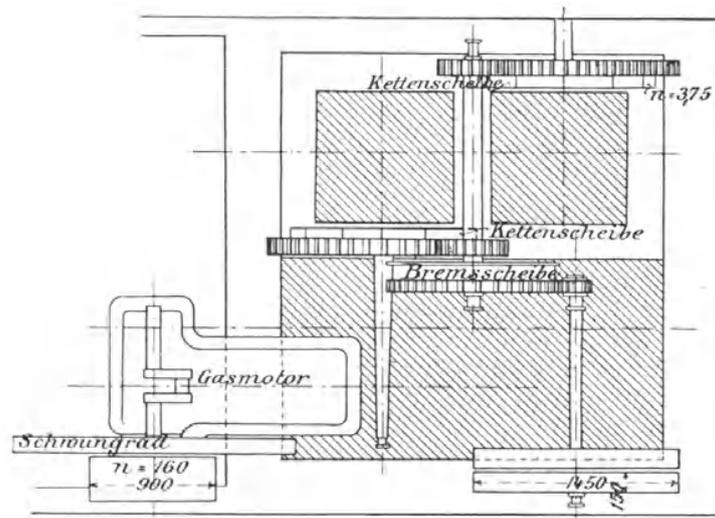


Fig. 423.

er durch den unterbrochenen Maschinenbetrieb selbstthätig in die Ruhelage pendelt, kann durch einen gewöhnlichen Centrifugalregulator, der einen belasteten Bremshebel auslöst, wenn das Triebwerk seine Umdrehungszahl über die festgesetzte Grenze steigert, begegnet werden, indessen verzichtet man im allgemeinen auf diesen Sicherheitschutz. C. Flohr wählt dafür Antrieb durch Nebenschlussmotoren mit Schneckentriebwerken ohne Riemen.

Für den ununterbrochenen Betrieb lassen sich sowohl kleine Dampf- wie auch Gaskraftmaschinen oder Elektromotoren wirthschaftlich mit Vortheil als Betriebsmaschinen verwenden. Dampfmaschinen werden im Keller aufgestellt und durch Riemen mit den Zahnrädervorgelegen der unteren Kettenscheiben verbunden. Gaskraftmaschinen und Elektromotoren können mit den Aufzugvorgelegen im Dachgeschoss neben den oberen Kettenscheiben eingebaut werden. Lage und Verzweigung der Vorgelege für eine Anlage mit Dampftrieb im Untergeschoss sind Fig. 6 u. 7, Taf. 24, zu entnehmen; Textfigur 423 veranschaulicht die wesentlich einfachere Anordnung des Vorge-

\*) Ich empfehle die Fussbodenklappen der Fahrzellen bis auf 30 cm zu verbreitern, nachdem mir ein Unfall bekannt geworden ist, bei dem eine Person dadurch der Ge-

leges, wenn das ganze Triebwerk im Dachgeschoss untergebracht wird.\*) Trotzdem bevorzugt man meist die Maschinenanlage im Untergeschoss oder Keller, wegen der solideren Fundamente, der bequemerer Wartung und der geringeren Belastung des Dachraumes.

Das Eigengewicht der leicht verschalten Fahrzellen ermittelt sich zu etwa 200 kg und das Gewicht einer Kette, nach den im Entwurf angenommenen Abmessungen für etwa 17 bis 18 m Förderhöhe, zu 700 kg. Die Nutzlast ist für zwei Personen mit 150 kg anzunehmen. Unter Berücksichtigung des erforderlichen Kastenabstandes lassen sich 12 Fahrzellen in den Kettenlauf für die angegebene Förderhöhe einschalten. Die grösste Kettenbelastung tritt an den oberen Scheiben auf und beträgt im äussersten Fall, bei voller Besetzung aller Zellen, für jede Kette

$$\left(\frac{6 \cdot 350}{2} + 350\right) \text{ kg} = 1400 \text{ kg.}$$

Um den Zapfendruck für diese ungünstigsten Verhältnisse, die zudem nur vorübergehend und jedesmal nur in den wechselnden obersten Gelenken auftreten, auf 100 kg/qcm zu beschränken, genügen Zapfen von 3,5 cm Durchmesser und 4 cm Auflagerlänge in jedem Anschlussauge der Kette, die abwechselnd aus einer Mittelschiene und aus zwei Seitenschienen von halber Stärke besteht, wie in Fig. 8, Taf. 24, angedeutet ist, denn es folgt für diese Annahmen  $k = \frac{1400}{3,5 \cdot 4} = 100 \text{ kg/qcm}$ .

Im gewöhnlichen Betrieb wird der vorübergehende Grenzwert selten mehr als 75 kg/qcm erreichen. Der tragende Querschnitt der Kettenglieder ist mit Rücksicht auf den Anschluss der Augen, und um Dehnungen fernzuhalten,  $24 \times 50 \text{ mm}$  gewählt und beschränkt die Zuganstrengung auf

$$k_z = \frac{1400}{2,4 \cdot 5} \sim 117 \text{ kg/qcm.}$$

Die Biegungsanstrengung der Zapfen bleibt auch im ungünstigsten Fall unter 500 kg/qcm. In den Ausführungen findet man meist schwächere Abmessungen.

Für den grössten Arbeitsbedarf ist die Annahme zu Grunde zu legen, dass die aufsteigenden Zellen voll besetzt sind, während die niedergehenden sämtlich leer bleiben. Dem entspricht, bei dem vollkommenen Ausgleich der Eigengewichte, eine Nutzlast von 900 kg. Rechnet man ferner wegen der Führungsreibungen der einzelnen Zellen und der Wirkungsverluste der mehrfachen Vorgelege nur auf 50% Gütegrad des Triebwerks, so bestimmt sich die Leistung des Motors für 0,28 m Fördergeschwindigkeit zu  $\frac{0,28 \cdot 900}{75 \cdot 0,5} = 6,72 \sim 7 \text{ PS}$ .

Der mittlere Arbeitsverbrauch bleibt erheblich hinter dieser Grenze zurück und beträgt bei eingelaufenen Aufzügen etwa nur 3 PS.

Die Fördergeschwindigkeit von 0,28 m in der Sekunde erfordert eine minutliche Umdrehungszahl des Kettenrades von 1,26 m Durchmesser

$$\frac{0,28 \cdot 60}{1,26 \cdot \pi} = 4,25.$$

Für eine Betriebsmaschine mit 150 minutlichen Umgängen ist die Gesamtübersetzung zwischen der Kurbel- und der Kettenscheibenwelle

$$4,25 : 150 = 1 : 35,3 \sim 36.$$

Hierfür sind in dem Entwurf, Taf. 24, ausser dem Riementrieb mit der Übersetzung  $\sim 1 : 4$ , bei 360 mm Scheibendurchmesser auf der Motorwelle und 1450 mm auf der ersten Vorgelegewelle, noch zwei weitere Zahnrädervorgelege mit gleichen Übersetzungen  $1 : 3$  angenommen. Die Gesamtanordnung bedingt, wie aus der Zeichnung ersichtlich, für die Lage der Vorgelege im Untergeschoss eine Anzahl weiterer Zwischenräder zum Antrieb der zweiten Kettenscheibe. Neben der Festscheibe ist noch eine lose Scheibe notwendig, wenn der Riementrieb vom Fahrstuhl aus abgestellt werden soll.

fahrend des Zerquetschens ausgesetzt wurde, dass sie beim Aussteigen aus einer niedergehenden Zelle mit dem Oberkörper auf den Treppenpodest hinstürzte, während der Unterkörper im Schacht hängen blieb, und ohne zufällige rechtzeitige Hilfe durch die nachfolgende Zelle zermalmt worden wäre, deren Fussbodenklappe zu schmal war, um dem Körper auszuweichen.

\*) Specht, Personen- und Lastaufzüge. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbeleisses in Preussen 1891.

**Paternoster-Aufzug im Rathhaus zu Stuttgart von Wimmel & Landgraf  
in Hamburg.**

Die Aufzugesanlage im Stuttgarter Rathhaus aus dem Jahre 1901 liefert einige wichtige Einzelheiten der Verbesserungen und Ergänzungen, welche im Laufe der Zeit auf Grund der Betriebserfahrungen mit den zahlreichen Ausführungen in Hamburg von Wimmel & Landgraf entstanden sind.

Figur 424 bis 426, S. 490, veranschaulichen das Triebwerk im Keller. Als Betriebsmaschine dient ein Nebenschlussmotor von 6 PS mit 375 Uml./min., der mit doppeltem Riemen vorgelege und doppelten Stirnräderübersetzungen die beiden diagonal gegenüber gelagerten unteren Kettenräder nach den vollständigen Übersetzungsangaben der Zeichnungen mit 4 Umdrehungen in der Minute in Thätigkeit setzt. Die erste, an der Wand gelagerte Transmissionswelle trägt zum Ein- und Ausrücken der Aufzugwinde eine feste und lose Riemenscheibe, deren Riemenführer durch eine Schubschiene, Kurbel, Kegelräder und weiteres Hebelwerk mit der am Schacht durch alle Stockwerke bis ins Dachgeschoss durchlaufenden Ausrückstange verbunden ist. Das untere Stangenende umgeht die mittlere Vorgelegewelle mit einer geschlossenen Schleife, Fig. 424. Das Eigengewicht ist durch Aufhängung des Stangenkopfes *A*, Fig. 430a u. 430b, S. 491, an einer Gegengewichtskette im Schachtkopf ausgeglichen. Das Stellwerk des Riemenführers bethätigt gleichzeitig das angekuppelte Gestänge der Haltbremse, Fig. 425, deren Holzklötz gegen den vom Riemen freigelassenen Umfangsbogen der Antriebsscheibe für das Stirnräderwerk, Fig. 425, angepresst und beim Anlassen der Winde gelüftet wird.

Ein später vom Maschinisten Scheer eingebauter Selbstabsteller, Bd. II, S. 218, Fig. 184 und 185, schaltet mit dem Ausrücken des Riemens auch den Elektromotor ordnungsmässig ab, und gestattet so vom Schacht aus durch die Ausrückstange den ganzen Betrieb still zu setzen, auch wenn der Maschinist bei aussergewöhnlich verlängerter Betriebsdauer für späte Abendsitzungen nicht mehr im Hause und der Maschinenraum abgeschlossen ist, während umgekehrt das Wiederaanlassen nur in der Maschinenkammer bewerkstelligt werden kann.

Die Ritzel der Stirnrädervorgelege arbeiten mit gefrästen Zähnen auf Holzkämme.

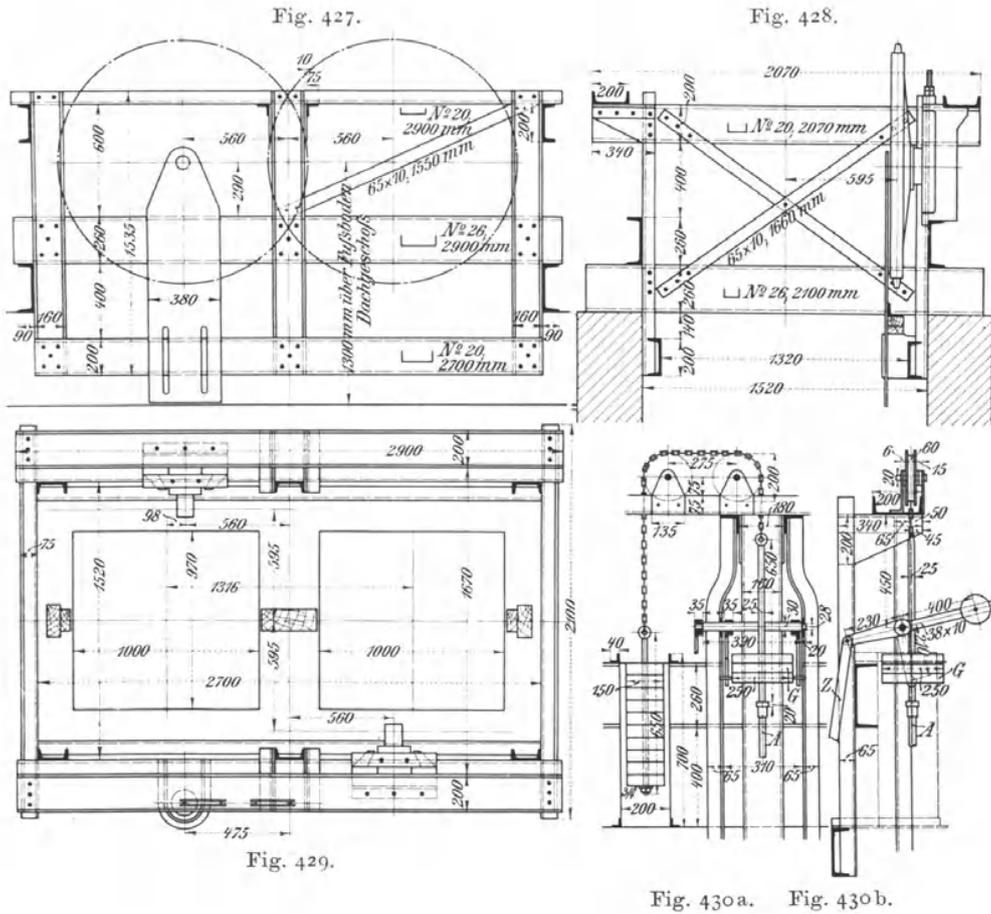
Zum Einstellen der beiden Kabinenkettens auf gleiche Zapfenhöhe für genau wagerechte Aufhängung der Kabinen ist auf der durchgehenden, gemeinsamen Vorgelegewelle der unteren Kettenräder eine Ausgleichkupplung *K* eingebaut — Fig. 425 mit Seitenansicht der Kupplung in der Zeichnung links — welche aus einer fest auf der Welle aufgekeilten Scheibe und dem lose auf dem Wellenkopf angeordneten, übergreifenden Ritzel besteht. Die Kupplungsscheibe greift mit einem angegossenen Lappen durch einen Ringschlitz der Ritzelscheibe, der seinerseits an beiden Enden durch Lappen am Radkörper begrenzt ist und in diesen Stellschrauben enthält. Die Schrauben erfassen den Kupplungslappen von entgegengesetzten Seiten, um die relative Lage des Ritzels zum festaufgekeilten Ritzel am anderen Wellenende, das dem Räderwerk des zweiten Kettenrades angehört, für den Ausgleichzweck nach Bedarf einstellen zu können. Eine zweite, durch Ritzel- und Kuppelscheibe mit Schlitzspiel durchgreifende Klemmschraube dient zur weiteren Sicherung der Verbindung.

Zum Erleichtern der Montage trägt der Kopf der Riemscheibenvorgelegewelle im Windengerüst ein Vierkant für eine Handkurbel, mit der man beim Versuchsbetrieb am sichersten Ungenauigkeiten auffindet, die sich durch erhöhte Widerstände bemerkbar machen.

Fig. 427 bis 429, S. 491, veranschaulichen das schmiedeeiserne Gerüst



Überfahren der höchsten und tiefsten Stellung durch den Dach- und Keller-  
raum vollkommen gefahrlos ist, mehrfach den Versuch machen, noch die  
Kabine zu verlassen, nachdem sie das oberste Stockwerk bereits überschritten  
hat und sich dadurch der Gefahr aussetzen, zwischen Zelle und oberer  
Laibung des letzten Ausgangs eingequetscht zu werden. Eine bewegliche  
Klappe an dieser Stelle, in Verbindung mit der Zugstange *Z* klinkt bei  
mässigem Druck von unten sofort die Ausrückstange *A* aus dem Aufhänge-  
haken aus, lässt sie fallen und stellt damit den Windenbetrieb mit gleich-

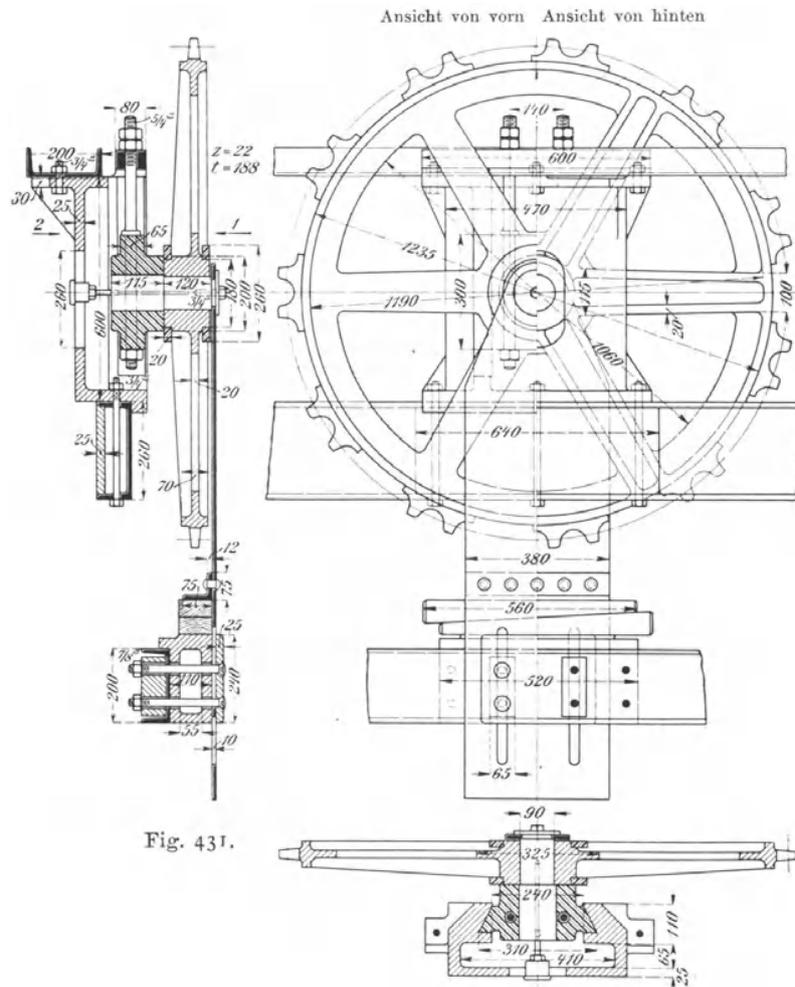


zeitig einfallender Bremse unmittelbar ab, bevor der unbesonnene Fahrgast  
irgendwie bedenkliche Quetschungen erleiden kann.

Die ganze Anlage erfordert noch eine besondere Vorrichtung zum  
Spannen der Ketten, die Wimmel & Landgraf nach Fig. 431 bis 433, S. 492,  
in der Weise ausführen, dass der Zapfen der oberen Kettenräder, in einem  
Schlitten aus Stahlguss befestigt, in dem gusseisernen Führungsbock durch  
Stellschrauben gehoben werden kann. Der Zapfenkopf ist bei dem knappen  
Raum nur durch ein senkrecht Blech abgestützt und wird durch Holzkeile  
entsprechend nachgestellt, welche unter ein am Blech festgenietetes Winkel-  
eisen greifen. Eine Klemmplatte mit Schrauben sichert die eingestellte Stütze  
am unteren Querträger. Diese Bauart erscheint verbesserungsbedürftig in  
der Weise, dass man für die starke Belastung der Kettenrolle, statt des  
kurzen Zapfens ein längeres Wellenstück mit doppelten Schlittenlagern in

einem gemeinsamen gusseisernen Bock wählt und auf die zweifelhafte Kopf-  
abstützung mit der getrennten Justirung verzichtet. Bei einer derartigen  
Ausführung würde auch die unerlässliche Bedingung erfüllt werden, sich  
durch Aufsetzen einer Wasserwaage von der richtigen Lage der Radachse  
überzeugen zu können.

Fig. 432 u. 433 geben im übrigen auch die Form der Kettenräder mit  
den angegossenen Daumen wieder, die zwischen die Aussenlaschen der Stahl-



schiene greifen und durch ihre ausgerundeten Profile Widerlagschultern  
für die Mittelschienen der Kette bilden.

Für die Montage empfiehlt sich das Eindrehen eines feinen Mittelschnitt-  
kreises in die Daumen zum scharfen Einsenken der genauen Lage des  
oberen und unteren Kettenrades und das Abdrehen der Stirnflächen zur  
Prüfung der Parallelität der in gleicher Höhe liegenden Räder. Die Räder  
selbst sind besser auf ihre Wellen aufzupressen, statt einfach aufzukeilen.

Ketten und Raddaumen verlangen sorgfältige Kalibrirung.

Die Fahrzellen sind auf Taf. 14 in Fig. 8 bis 11 gezeichnet. Sie  
bestehen im wesentlichen aus einem Winkeleisengerippe für Boden, Decke

und die senkrechten Aussenkanten mit leichter Holzverschalung der Wände und zwei weiteren Winkeleisen in der mittleren Querebene, welche in geschlossener Bügelform unter dem Boden durchlaufen und hier durch schräge Streben abgestützt sind. Sie dienen sowohl zur Führung in der senkrechten Bahn, wie durch den unteren Bügel zum Überleiten aus einer Bahnrichtung in die andere.

Der halbkreisförmige Deckenausschnitt ist mit einem Drahtgitter eingefasst, um unbesonnene Versuche, auf die Decke zu steigen, zu verhindern. Dass die nur 170 mm breiten Fussbodenklappen besser auf 300 mm zu verbreitern sind, ist schon weiter oben bemerkt.

Die diagonal gegenüberstehenden Aufhängegelenke bestehen aus Stahlgussplatten mit seitlich vorspringenden Bolzenaugen für die Verbindung mit der Windenkette. Die unsymmetrische Eigengewichtsvertheilung in bezug auf die mathematische diagonale Aufhängeachse muss durch eine besondere Gegengewichtsplatte an der einen Seitenwand der Zelle in der Nähe der von der Pendelachse am weitesten entfernten Vorderkante ausgeglichen werden, um das Gleichgewicht gegenüber der vollen Zellenrückwand und der ausgeschnittenen Deckplatte herzustellen, für die Wimmel & Landgraf zur Versteifung des geschwächten Zellenkopfes gegen die Kettenkräfte eine dünne Stahlgussplatte wählen.\*)

#### Vorschriften über Anlage und Betrieb von Aufzügen.

Die in verschiedenen Gebieten Deutschlands, theils von der Staatsregierung und von städtischen Baupolizeibehörden, theils von Berufsgenossenschaften erlassenen Vorschriften über Anlage, Prüfung und Betrieb von Aufzügen sind nach den „Grundsätzen und Regeln für die Anlage und den Betrieb von Aufzügen“,\*\*) über welche sich der Verein deutscher Ingenieure nach eingehenden Kommissionsverhandlungen auf seiner Hauptversammlung in Chemnitz 1898 geeinigt hat, und deren Überreichung an die Behörden damals beschlossen wurde, im ganzen einheitlicher gestaltet, weichen aber auch jetzt noch mehr oder minder voneinander ab, so dass hier auf die Einzelerlasse zu verweisen ist.

Die für Preussen gültigen Vorschriften sind u. a. in einem kleinen Heft mit Erläuterungen vom Gewerberath Jahr zusammengestellt unter dem Titel: Polizei-Verordnung, betreffend die Einrichtung und den Betrieb von Aufzügen (Fahrstühlen). Hagen i. Westf., Verlag von Otto Hammerschmidt.

#### e. Elevatoren.

##### α. Elevatoren mit Bechergurten für Mehl und Körner.

Zum Heben von pulverigen, körnigen und lockeren Massen benutzt man mit Vortheil sogenannte Elevatoren, Paternosterwerke mit becherförmigen Gefässen, die sich selbstthätig füllen und entleeren.

Die Becher werden auf einen senkrechten oder geneigten Gurtlauf oder auf einer endlosen Kette befestigt. Für Elevatorgurte benutzt man gewöhnliche Riemenscheiben und vermittelt den Antrieb durch die obere Rolle, um etwaige Gurtdehnungen nicht auf die Abnahme der Umfangsreibung der treibenden Scheibe zurückwirken zu lassen. Für Becherketten

\*) Ganz nach dem Vorbild der Paternosteraufzüge für Personen findet man in grossen Geschäftshäusern, z. B. in dem Warenhaus von Wertheim in Berlin, auch Packetaufzüge in entsprechend kleinen Abmessungen mit Fahrzellen von der für Aktenaufzüge üblichen Grösse.

\*\*) Z. d. V. d. Ing. 1898,

sind Daumenräder oder polygonale Trommeln erforderlich, deren Polygonseiten den Gliedlängen der Ketten entsprechen.

Die Becher füllen sich selbstthätig, indem sie unten durch die zu hebende Masse streifen.

Je nach dem Widerstand und der Härte des Fördergutes sind die Becher aus Weissblech oder aus kräftigeren Eisen- oder Stahlblechen herzustellen. Ebenso richtet sich die Entscheidung, ob Gurte oder Ketten zu benutzen sind, nach der Grösse des Arbeitswiderstandes.

Am verbreitetsten sind die Elevatoren in Mühlen, Brauereien, Getreidespeichern zum Heben von Mehl, Getreide, Malz u. s. f. Hier genügen meist Becher aus Weiss- oder dünnem Schwarzblech mit Leder-, Baumwoll- oder Hanfgurten; nur bei sehr grossen Getreideelevatoren findet man Becherketten. Die wesentlich billigeren, gewebten Gurte haben die Lederriemen nicht vollständig verdrängt, weil sie leichter als Leder zerstört werden, wenn sich in dem Getreide, wie häufig, harte Fremdkörper, Nägel u. s. f. vorfinden. Hin und wieder verwendet man aber auch Gummi- und Guttaperchagurte, weil Lederriemen bei grossen Längen durch ungleichförmige Dehnungen die störende Neigung zum Schief- laufen annehmen. Hanfgurte werden roh oder imprägnirt, Baumwollgurte nur imprägnirt benutzt. — Über Riemen und Gurte siehe S. 123 und 124.

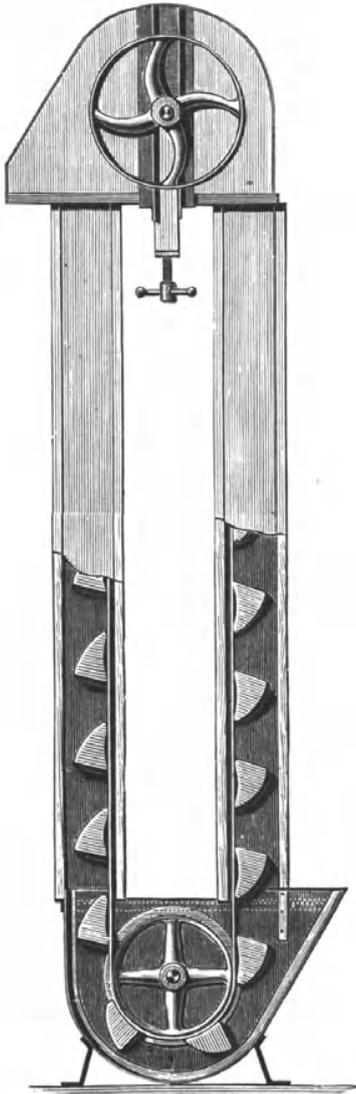


Fig. 434.

Fig. 434 giebt die Skizze eines gewöhnlichen Elevators für Mühlen. Der Gurtlauf liegt in einem geschlossenen Gehäuse, um das Verstäuben des Fördergutes zu verhüten. Der Fusskasten hat eine Einfüllöffnung, in die das Fördergut entweder unmittelbar durch eine Transportschnecke oder einen Transportgurt eingeschüttet wird oder aus einem Sammelrumpf nachfällt. Am Elevatorkopf befindet sich in umgekehrter Lage das schräge Ausschüttrohr, von dem das Fördergut bei der Umkehr der Becher über die obere Rolle aufgenommen und weiter geleitet wird.

Zum Nachspannen des Gurtes werden meist die Lager der unteren, seltener, wie hier skizzirt, die der oberen Rolle in Schlittenführungen am Gehäuse mittelst einer Schraube

verstellt. Bei kleineren Elevatoren begnügt man sich damit, den Gurt selbst durch sogenannte Schnallstrippen, d. h. kleine Riemen mit Schnallen an den Gurtenden, nach Bedarf zu verkürzen.

G. Luther in Braunschweig ordnet in der Mitte der Gurtscheiben vertiefte Daumenrillen zur Aufnahme einer kalibrierten Kette an und verbindet den Gurt in grösseren Abständen durch Querstäbe mit der Kette. Durch diese Einrichtung, D.R.P. 94032, schützt er den Gurt vor Dehnungen, beseitigt dadurch die Nachspannvorrichtungen und ermöglicht den Antrieb des ganzen Elevators von der unteren Scheibenachse aus.

Die Elevatorgehäuse werden theils ganz aus Holz, theils mit eisernem Fuss und Kopf und nicht selten auch mit Rohrschläuchen aus Eisenblech hergestellt. Die Kopfhauben baut man so, dass sie sich abnehmen lassen, und versieht die Fussgestelle meist mit seitlichen Thüren zum bequemen Herausnehmen der unteren Gurtscheibe und Welle für etwaige Reparaturen.

Die Gurte werden im allgemeinen etwa 20 mm breiter als die Becher, und die Scheiben 10 bis 20 mm breiter als die Gurte gewählt, hin und wieder auch mit Seitenrändern ausgeführt. In den Gehäusen laufen die Scheiben mit etwa je 10 mm Seitenspielraum. Bei senkrechten Elevatorschläuchen genügen hinter dem Gurt 15 bis 20 mm, vor der Becherkante 35 bis 40 mm Abstand für die Innenflächen des Schlauches.

Die alte, einfache Becherform, Fig. 435, bildet einen Viertelkreiscylinder. Sie ist mit dem Nachtheil behaftet, dass durch die steile, parallel zum Riemen endende Vorderfläche das Ausschütten des Inhaltes erschwert und verzögert wird, und dass das Fördergut nicht im freien Wurfbogen bei der Umkehr der Becher in das Ausschüttrohr gelangt, sondern grösstentheils erst auf den Rücken des Vorderbeckers niederfällt und von hier aus, mit Verlusten durch seitliche Streuung, in das Ausschüttrohr abgleitet. Wenn der ausschüttende Becher den letzten Rest seines Inhalts entleert, muss der voranlaufende noch so weit von der unteren Einmündung des Ausschüttrohres entfernt sein, dass das frei fallende Getreide auf seinen Rücken niederstürzt und in das schräge Rohr abgleitet, bevor der Becher die Ausschüttöffnung überschreitet, weil sonst das nachfallende Fördergut, statt nach aussen, in den Elevator Schlauch gelangt und nutzlos zurückfällt. Die Gesamtverhältnisse führen zu ungünstig tiefer Lage des Ablaufrohres am Elevatorkopf.

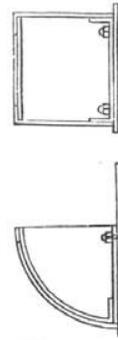


Fig. 435.  
1 : 8.

Die neueren Becherformen zeigen daher sämmtlich schräge Vorderflächen und sind darauf berechnet, durch grosse Fördergeschwindigkeit die Centrifugalkraft zur freien Entleerung ungehindert auszunutzen. Für die Wahl des Brustwinkels ist ferner zu beachten, dass die Becher beim Eintauchen in das Fördergut nicht schlagend, sondern schaufelnd und schöpfend arbeiten.\*)

H. Fischer gelangt in seinen theoretischen Untersuchungen zu folgenden Ergebnissen.\*\*)

- Bezeichnet  $D$  den Rollendurchmesser in m,  
 $n$  die minutliche Umdrehungszahl,  
 $a$  die Becherausladung, senkrecht zum Bande gemessen in m,  
 $b$  die Becherbreite in m,  
 $t$  die Bechertiefe am Gurt in m,  
 $h$  die Tiefe der unteren Kante des Ablaufrohres am Elevatorkopf unter der Scheibenachse in m,

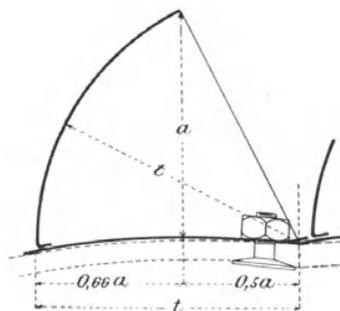


Fig. 436.

\*) Je nach der Art des Fördergutes werden die Becher aus Weissblech gelötet oder genietet, aus Schwarzblech genietet oder aus einem Stück muldenförmig gepresst, und dann häufig nachträglich verzinkt, seltener verbleit oder emallirt.

\*\*) H. Fischer: Zur Kenntniss der Fördereinrichtungen von Sammelkörpern. Z. d. V. d. I. 1891, S. 924 und 984 u. f.

$L$  die sekundliche Fördermenge in Litern,  
 $\gamma$  das Gewicht von 1 Liter Fördergut in kg, \*)  
 $H$  die Förderhöhe in m,

so ist unter Bezugnahme auf Fig. 436, S. 495,

$$\left. \begin{array}{l} \text{der nutzbare Becherinhalt} \sim 0,45 a^2 b, \quad a = 0,14 D \\ t = 1,16 a, \quad h \geq 0,17 D, \quad n_{\max} = \frac{36}{\sqrt{D}} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 285.$$

Die Bechertheilung, d. h. den Abstand der einzelnen Becher von einander auf dem Gurt giebt Fischer zu  $1,2 a$  an.\*\*)

Der erforderliche ideelle Arbeitsaufwand in der Sekunde ist

$$A_0 = L\gamma H.$$

Der wirkliche Arbeitsaufwand  $A$  erhöht sich durch Widerstände und unter Berücksichtigung des Förderhöhenverlustes, der dadurch entsteht, dass die Becher zum Entleeren über die Kopfrolle fortgehoben werden müssen,

$$\left. \begin{array}{l} \text{nach Fischer} \quad \text{auf } A = 1,35 L\gamma(H+1) \\ \text{„ G. Luther} \quad \text{„ } A = 1,66 L\gamma H \\ \text{„ Nagel \& Kaemp} \quad \text{„ } A = (2 \text{ bis } 1,33) L\gamma H \end{array} \right\} \dots \dots \dots 286.$$

Der Wirkungsgrad der Becherwerke ist hiernach  $\leq 0,75$  und sinkt, je nach Förderhöhe und Geschwindigkeit, sowie nach der Grösse des Becherwiderstandes im Elevatorfuss bis auf  $50\%$ .

Inbezug auf Form und Abstand der Becher und die unter der Gleichungsnummer 285 zusammengefassten Werthe weichen zahlreiche Ausführungen erheblich von Fischer ab. Eine vollständige Klärung der Frage hinsichtlich der vortheilhaftesten Verhältnisse ist nur von umfangreichen, planmässig durchgeführten Versuchen zu erwarten.

Die Maschinenfabrik für Mühlenbau, vormals C. G. W. Kapler in Berlin benutzt flache, aus Blech gepresste, sogenannte bombirte Becher mit abgerundeter Bodenkante und wendet für Getreideelevatoren folgende Konstruktionsverhältnisse an:

Gurtscheibe } Durchmesser . . .	320	400	500	600	700	750	850	1000	1200
in mm } Breite . . . . .	130	170	190	220	270	300	380	450	600
Gurtbreite in mm . . . . .	110	150	170	200	240	280	350	400	550
Becherbreite in mm . . . . .	100	140	160	180	220	260	320	370	500
Umdrehungen in der Minute .	85	80	75	70	65	60	55	50	40
Umfangsgeschwindigk. in m/sec	1,42	1,67	1,96	2,20	2,38	2,36	2,45	2,62	2,51
Bechertheilung in mm . . . . .	250	300	300	350	350	400	400	450	500
Becherausladung senkrecht zum Band in mm . . . . .	90	120	130	135	160	160	160	180	180
Becherinhalt, mässig gefüllt, in kg . . . . .	0,25	0,5	0,8	1,1	1,3	2	2,6	3,4	5
Stündliche Leistung in kg $\sim$	5000	10000	18000	25000	30000	40000	55000	73000	90000

\*) Die Werthe von  $\gamma$  sind nachstehender Zusammenstellung zu entnehmen:

Weizen . . . . .	0,70—0,88	Weizenschalen, feine . . . . .	0,25—0,35
Roggen . . . . .	0,65—0,80	Weizenkleie, feine . . . . .	0,32—0,60
Gerste . . . . .	0,60—0,78	Weizenmehl . . . . .	0,41—0,80
Hafer . . . . .	0,43—0,54	Roggenschrot . . . . .	0,56—0,60
Leinsamen . . . . .	0,77—0,82	Roggengries . . . . .	0,50—0,55
Winterraps . . . . .	0,68—0,75	Roggenkleie, feine . . . . .	0,37—0,44
Winterrübsen . . . . .	0,65—0,74	Roggenkleie, grobe . . . . .	0,29—0,35
Hanfsamen . . . . .	0,51—0,56	Roggenmehl . . . . .	0,50—0,57
Weizenschrot . . . . .	0,47—0,55	Quarzsand, trocken . . . . .	1,37—1,77
Weizengries, grober . . . . .	0,35—0,45	Steinkohlen, kleinstückig . . . . .	0,70—0,85
Weizengries, feiner . . . . .	0,55—0,65		

\*\*) Unruh in Lübeck setzt die Becher ganz dicht aneinander und bildet ihre Brust aussen zu Schüttrinnen aus, die das aus dem nachkommenden Becher ausstürzende

Becherinhalt und Leistungen gelten für Roggen und Weizen. Für Gerste sind dieselben ungefähr 0,8fach, für Hafer ungefähr 0,6fach anzunehmen.

Die Unterkante des Ablaufes am Elevatorkopf liegt etwa um den halben Gurtscheibenradius bis  $\frac{2}{3}$  des Durchmessers tiefer, als die Wellenachse. Leichtes Fördergut, wie z. B. Kleie, erfordert tiefere Lage der Kante, als schweres Getreide u. s. w.

Figur 437 bis 439 veranschaulichen die von H. A. Schmidt in Wurzen, in Sachsen, ausgeführten Becherformen.

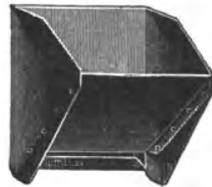


Fig. 437.

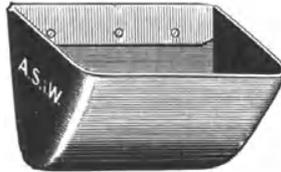


Fig. 438.

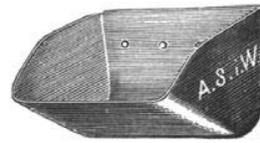


Fig. 439.

Für grosse Getreideelevatoren mit möglichst gesteigerter Leistung verwendet Schmidt genietete Becher, Fig. 437, mit geradliniger, ziemlich steil ansteigender Brust, D. R. G. M. 20277, deren Seitenbleche nach aussen vorstehen, und ähnlich wie im Unruh'schen D. R. P. 41694, abgesehen von der Versteifung der Konstruktion, bei der Umkehr des Gurtlaufes im Elevatorkopf für das aus dem nachfolgenden Becher ausstürzende Getreide Schüttrinnen bilden, die den vollständigen Übertritt des Fördergutes in das Ablaufrohr unterstützen, wenn die Becher dicht aufeinander folgen.

Die nachstehende Zusammenstellung enthält die Abmessungen und Leistungen der mit diesen Bechern ausgerüsteten Schmidt'schen Elevatoren für grosse Fördermengen.\*)

Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern	Becher- zahl auf 1 m	Gurtscheibe Durchmesser in mm	Grösste Leistung i. d. Stunde in hl Geschwindigkeit i. d. Minute in m			
Breite	Höhe				90 m	100 m	110 m	120 m
<b>100</b>	<b>100</b>	<b>0,23</b>	<b>8</b>	<b>500—700</b>	<b>99</b>	<b>110</b>	<b>120</b>	<b>132</b>
100	120	0,28	8	500—800	120	134	147	160
125	120	0,35	8	600—800	150	168	184	200
150	120	0,42	8	600—800	180	200	220	240
<b>150</b>	<b>150</b>	<b>0,7</b>	<b>6</b>	<b>700—1000</b>	<b>225</b>	<b>252</b>	<b>277</b>	<b>302</b>
175	150	0,8	6	700—1000	259	288	315	345
200	150	0,92	6	800—1000	300	334	365	400
250	150	1,13	6	800—1000	370	410	450	490

Die Becher werden auch noch bis 500 mm Breite geliefert und lassen sich an Gurten oder Ketten anschrauben. Der grösste damit versehene Elevator soll nach den Angaben der Firma eine stündliche Leistung von 2700 hl erreicht haben.

Schmidt empfiehlt, nur in Ausnahmefällen die Fördergeschwindigkeit von 2 m in der Sekunde zu überschreiten, weil damit Becher- und Gurtverschleiss störend zunehmen.

Fördergut ohne Seitenstreuung in das Ablaufrohr des Elevatorkopfes leiten sollen. — Vergl. D. R. P. 41694, Kl. 35, und Fig. 437, S. 497.

\*) In den nachstehenden Tabellen von Schmidt ist unter der Höhe der Becher stets ihre Ausladung senkrecht zum Gurt verstanden.

An Stelle der genieteten Becher finden für schweres Fördergut, wie Weizen, Roggen, Gerste, Thon, Mörtel, Kohlen, Schlacke und andere steinige Materialien, auch tief bombirte Schöpfgefäße, Fig. 438, S. 497, aus Siemens-Martin Flusseisenblech in folgenden Abmessungen Anwendung:

Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern ungefähr	Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern ungefähr	Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern ungefähr
Breite	Höhe		Breite	Höhe		Breite	Höhe	
70	65	0,06	140	120	0,55	240	130	1,1
80	75	0,1	150	125	0,6	240	155	1,2
90	85	0,18	160	125	0,65	260	155	1,5
100	85	0,2	170	125	0,7	280	160	1,7
100	100	0,25	180	125	0,75	300	160	2
110	100	0,27	190	135	0,8	320	170	2,25
120	100	0,3	200	135	0,9	350	180	2,5
130	115	0,4	220	150	1	400	180	3

Bis 120 mm Becherbreite können vier Becher, darüber hinaus bis 300 mm Breite, drei auf 1 m Gurt gesetzt werden.

Für Mehl, Schrot, Kleie und ähnliche pulverisirte Körper oder feinkörnige Samen wählt Schmidt seine weit verbreiteten Becher, Fig. 440, D. R. P. 5703, mit ganz flach gekrümmter Schaufelform, deren Fassungsraum hauptsächlich durch den natürlichen Böschungswinkel des Materials

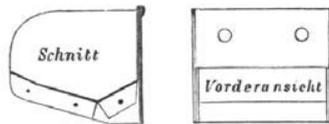


Fig. 440.

und durch die hohen Seitenwände gebildet wird. Rücken und Seitenwände sind aus einem Blech gebogen. Die eigentliche Schaufel ist hinten mit umgebörteltem Rand über das Rückenblech gehängt und wird mit umgebogenen Seitenrändern an die Wangen angenietet. Ausserdem halten die Befestigungsschrauben die doppelten

Rückenbleche fest zusammen. Für Mehl u. s. f. ist die Geschwindigkeit auf 80 m in der Minute zu beschränken, für Getreide, das auch häufig mit dieser Becherform gefördert wird, ist 100 m in der Minute noch statthaft.

Bis 70 mm Breite werden von den Bechern 7 Stück, bis 90 mm 6, bis 150 mm 5, bis 180 mm Breite meist nur 4 und darüber hinaus bis 300 mm Becherbreite 3 Stück auf das laufende Meter Gurt gesetzt. — Tabelle S. 499.

Die Ausführungen sind in Ausnahmefällen bis auf 700 mm Becherbreite gesteigert.

Für mehliges und feinkörniges Fördergut werden ausserdem auch vielfach flach bombirte Becher nach Fig. 439 in nachstehenden Abmessungen hergestellt.\*)

Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern ungefähr	Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern ungefähr	Becher- Abmessungen in mm		Arbeits- inhalt in Litern ungefähr
Breite	Höhe		Breite	Höhe		Breite	Höhe	
70	70	0,05	130	115	0,25	200	150	0,6
80	75	0,07	140	120	0,3	210	150	0,65
90	80	0,1	150	125	0,35	200	160	0,7
100	90	0,13	160	130	0,4	240	160	0,75
100	100	0,15	170	135	0,45	260	160	1
110	100	0,2	180	150	0,48	280	160	1,2
120	110	0,23	190	150	0,5	300	160	1,5

\*) Inbezug auf weitere Einzelheiten ist auf den Preiskatalog der Firma zu verweisen.

Abmessungen der Schmidt'schen Patentbecher und Gurtscheiben für Mehlelevatoren mit Becherform, Figur 440.

Breite auf dem Riemen mm	Höhe mm	Arbeitsinhalt in Litern ungefähr	Bechergurtscheiben Masse in mm		Umlaufzahl für 80 m Geschwindigkeit i. d. Minute
			Durchm.	Breite	
<b>70</b>	<b>65</b>	<b>0,04</b>	<b>250</b>	<b>100</b>	<b>102</b>
80	75	0,06	250	120	102
90	85	0,08	300	130	85
100	90	0,1	350	140	72
<b>110</b>	<b>100</b>	<b>0,13</b>	<b>400</b>	<b>150</b>	<b>64</b>
120	105	0,16	400	160	64
130	115	0,2	450	170	57
140	120	0,25	450	180	57
<b>150</b>	<b>125</b>	<b>0,3</b>	<b>450</b>	<b>190</b>	<b>57</b>
160	130	0,35	500	200	51
170	135	0,4	500	210	51
180	140	0,45	500	220	51
<b>190</b>	<b>150</b>	<b>0,5</b>	<b>500</b>	<b>230</b>	<b>51</b>
200	150	0,55	500	240	51
210	150	0,6	600	250	44
220	160	0,7	600	260	44
240	160	0,8	600	280	44
<b>260</b>	<b>160</b>	<b>0,9</b>	<b>600</b>	<b>300</b>	<b>44</b>
270	160	1	700	310	32
280	170	1,1	700	320	32
290	170	1,2	700	330	32
300	170	1,3	700	340	32

Die nachstehende Fig. 441 veranschaulicht schliesslich noch die Form eines Schmidt'schen durchlochten, in Zuckerfabriken zum Transport von Rübenschnitteln benutzten Bechers.

Wenn man den Elevator schräg legt, entleeren sich die Becher leicht und sicher, und das Ausschüttrohr kann hoch angeordnet werden, ohne dass ein Theil des Fördergutes wieder in den Elevatorschlauch zurückfällt; aber die geneigte Lage erfordert Tragrollen für das belastete Gurtrum und ausgebauchte Form des Schlauches für das leer zurücklaufende, welches in einer Kettenlinie durchhängt. Ausserdem ergeben sich für hohe Elevatoren, die durch mehrere Geschosse reichen,

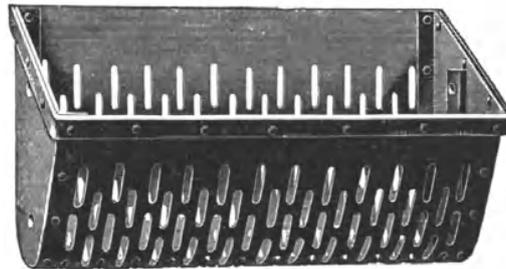


Fig. 441.

Schwierigkeiten aus den verschiedenen gelegenen Deckendurchbrüchen, und man wird meist genöthigt, Wechselbalken einzulegen. Alle diese Gründe sprechen gegen derartige Anlagen, so lange nicht andere Zwangsverhältnisse vorliegen.

Um freies Zurückfallen des gehobenen Fördergutes beim Auskippen in senkrechten Elevatoren zu verhindern, befestigt man bisweilen bei grossen Paternosterwerken mit Kettenbetrieb, deren Becher zwischen zwei aussen liegenden Treibketten hängen, zwischen den Kopfkettenscheiben nach aussen vorspringende Schüttrinnen. Diese treten vor die Mündung der überlaufenden

Becher, decken dann während der Ausschüttperiode die Mündung des Rücklaufschlauches in schräger Lage vorübergehend ab, und lassen die von oben auffallenden Körner in das Ablaufrohr gleiten. Derartige Vorkehrungen sind u. a. in den Zeichnungen der D.R.P. 57308 und 59648 angedeutet. Vergl. auch die ähnliche Vorkehrung für Eiselevatoren, D.R.P. 20089, von Schäfer.

Statt dessen findet man auch den Becherlauf am Elevatorkopf durch Leitrollen oder Führungsbahnen an der Ablaufstelle nach innen zurückgezogen, um die Bodenplatte des Ablaufgerinnes bis unter die senkrechte Entleerungsrichtung der in der Scheibenmitte anlangenden Becher vorzuschieben zu können. Schliesslich ist noch die Anwendung von Schutzklappen zu erwähnen, die um eine wagerechte Achse an der Mündung des Rücklaufschlauches drehbar, durch einen Streifhebel auf ihrer Achse und durch Anschläge an der Elevatorkopffrolle kurz vor der Entleerung der einzelnen Becher nach innen zurückgedrängt werden, um die Schlauchmündung in ausreichend geneigter Lage abzudecken. Das Abgleiten des auf ihren Rücken niederfallenden Fördergutes in den seitlichen Ablauf des Elevatorkopfes wird durch die Wurfbewegung der Klappe unterstützt, die durch einen belasteten Gegengewichtshebel nach dem Ablaufrohr zurückfällt, sobald der weiterlaufende Anschlag den Streifhebel wieder loslässt, um den Übertritt des entleerten Bechers in den Rücklaufschlauch rechtzeitig freizugeben.\*)

Sämtliche Elevatorschläuche sind in den einzelnen Stockwerken mit Zugangsöffnungen zu versehen, die nur verriegelt werden, damit man leicht nachsehen und etwaige Verstopfungen beseitigen kann.

#### **Schiffelevatoren für Getreide.**

Zum Löschen von Getreideschiffen werden sogenannte Schiffelevatoren benutzt, d. h. Becherwerke mit durchbrochenem Fuss, die das Getreide unmittelbar aus dem Schiffraum herausschöpfen und weiteren Transportvorrichtungen übergeben.

Sie werden feststehend oder fahrbar ausgeführt.

##### **Feststehender Schiffelevator für das Lagerhaus in Frankfurt a/M. von Gebr. Weismüller in Frankfurt a/M.-Bockenheim.**

Für das 5stöckige Frankfurter Lagerhaus ist ein feststehender Elevatorthurm auf der Kaimauer errichtet, der durch Brücken mit dem ersten und dem obersten Stock des Speichergebäudes auf der anderen Seite der Uferstrasse in Verbindung steht, Fig. 1, Taf. 25.

Der 18 m lange Schiffelevator hängt an einem 12,5 m auskragenden Ausleger auf der Wasserseite des Thurmes und wird durch eine Winde mit Schneckengetriebe im zweiten Speicherstock nach Bedarf gehoben oder gesenkt. Die doppelten Windenseile laufen oben im Thurm über Leitrollen und fassen den Auslegerkopf an zwei losen Rollen. Ausser den vier Drahtseilsträngen dieses Flaschenzuges sind noch zwei Gegengewichtseile an den Auslegerkopf angeschlossen und ebenfalls oben im Thurm über Leitrollen geführt, so dass die ganze Last von 6 Drahtseilen aufgenommen und der Windenmotor durch die Gegengewichte theilweise entlastet wird. Die Gegengewichte sind zum Ausgleich des mit der Senkung des Elevators wachsenden Hebelarmes der Last in Form von schweren Gelenkketten angeordnet, die

---

\*) Umland, Skizzen Bd. IX, Hebezeuge, 1890, Taf. 634. In demselben Heft sind auch einige andere ausgeführte Elevatoren für verschiedene Zwecke enthalten.

sich beim Hochziehen des Elevators derart staffelförmig ablagern, dass die Gegengewichtswirkung abnimmt und der Ausleger in seiner höchsten, nahezu senkrechten Stellung dicht vor dem Thurm noch ausreichendes Übergewicht zum selbstthätigen Niedergehen besitzt.

Der Antrieb der Elevatorkopfrolle erfolgt vom Speicher aus durch zwei Hanfseiltriebe mit Zwischenrollen auf der Gelenkachse des Auslegerfusses in der Höhe der unteren Brücke.

Das aus dem Schiff gehobene Getreide fällt zunächst aus dem Elevatorkopf durch ein eisernes Teleskoprohr in den Fuss des Thurmes und wird durch den hier aufgestellten, sogenannten Uferelevator nochmals bis in die Höhe des ersten Stockwerkes emporgehoben, um es auf das schrägansteigende Transportband fallen zu lassen, das es über die Brücke selbstthätig in das Innere des Speichers führt. Von dem Transportband nimmt es seinen Weg durch eine selbstthätige Wage und wird dann durch einen Elevator im Innern des Gebäudes und anschließende Transportbänder weiter vertheilt. Für den Antrieb des Uferelevators durch die Welle im Auslegerfuss sind zwei Kettentriebe eingeschaltet.

Der Führerstand befindet sich mit den Steuereinrichtungen im Elevatorthurm, in der Höhe der unteren Brücke neben dem Uferelevator, und gewährt freien Einblick in den Schifffraum, wo der Elevatorfuss arbeitet. Der 20 PS-Elektromotor steht im zweiten Speicherstock und arbeitet auf eine Deckentransmission, von der einerseits die Auslegerwinde, andererseits auch die Deckentransmission des ersten Stocks angetrieben wird, welche dem Transportband, dem Schiff- und Uferelevator in der aus der Figur ersichtlichen Weise die Kraft zuführt. Die Auslegerwinde rückt sich im Betriebe selbstthätig aus, wenn der Ausleger in seine tiefste oder höchste Stellung eintritt, um starre Zusammenstöße zu vermeiden. Ein zweiter Elektromotor von 10 PS auf dem obersten Speicherboden treibt den Elevator und die übrigen Transportbänder im Speicher. Die Gesamtleistung beträgt 80 Tonnen schweres Getreide stündlich, Roggen oder Weizen, d. h. 800 Sack.

H. Wiengreen in Hamburg — D.R.P. 58130 — fasst den Elevator in mittlerer Höhe und hebt und senkt das ganze Becherwerk, ohne Verkürzung der Schläuche, senkrecht in Führungen, die durch wagerechte eiserne Träger abgestützt werden. Er wählt die Anordnung so, dass diese Träger beim Löschen von Seeschiffen unter Umständen auch unmittelbar auf die Kummings der Luken gelagert werden können. Der Antrieb des Becherwerks erfolgt von dem äusseren Ende des wagerechten Balkengerüstes durch einen Motor und ein endloses Seil, das bis zum Elevator wagerecht läuft und an der Kreuzungstelle des Gerüsts mit dem Elevatorgehäuse durch Leitrollen nach oben und unten in den Schlauchrichtungen abgelenkt wird, um die Kopf- und Fussrolle zu umspannen. Hierbei bleiben die Höhenänderungen der Elevatoreinstellung einflusslos auf die Länge des Treibseils und die ständige Betriebsfähigkeit des Becherwerkes. Eine besondere Stellvorrichtung gestattet, den ganzen Elevator auch geneigt, statt senkrecht zu verschieben, um das Hinderniss zu überwinden, welches sonst der Wellentunnel der Dampfschiffe dem vollständigen Ausschöpfen der Ladung bereitet. \*)

\*) Correll in Neustadt a./H. hebt gesacktes Getreide durch eine Winde in einen über den Wasserspiegel auskragenden Quaivorbau und lässt die Säcke von hier auf einer Rutsche entweder auf den Ladesteg der Uferbahn zum unmittelbarem Verladen in Eisenbahnwagen hinableiten, oder auf einer darunter eingebauten zweiten Rutsche bis auf ein Transportband, das die Säcke durch einen Tunnel unterhalb der Geleise in den dahinter liegenden Speicher schafft. Auch loses Getreide kann auf diese Weise weiter befördert werden. — H. Hoffmann „Die Betriebseinrichtungen des Dortmunder Hafens“, Z. d. V. d. I. 1901, S. 955.

**Fahrbarer Schiffelevator mit Sacktransporteur für den Rheinauhafen  
von Gebr. Weismüller in Frankfurt a/M.-Bockenheim.**

Für niedrige langgestreckte Getreidespeicher verwendet man fahrbare Schiffelevatoren, wie in der Anlage für den Rheinauhafen, Fig. 1 bis 3, Taf. 26. Der Elevatorwagen enthält einen Elektromotor für die Auslegerwinde und die Becherwerke des Aussen- und Innenelevators. Der Aussen-elevator ist oberhalb seiner Mitte am Ausleger aufgehängt und wirft das aus dem Schiff geförderte Getreide durch ein Teleskoprohr in den Fuss des Innenelevators. Von hier wird es im Wagen emporgehoben und in Sammeltrichter übergeführt, aus denen es in darunter stehende automatische Wagen zum Verwiegen abgelassen und dann aus den Schüttrümpfen abgesackt werden kann. Die beiden selbstthätigen Wagen sind je mit verschieden einstellbarer Registriereinrichtung für Weizen, Roggen und Hafer versehen. Das abgesackte Getreide wird entweder direkt über ein Laufbrett in bereitstehende Eisenbahnwagen abgekarrt oder auf den selbstthätigen Transporteur geworfen, der es über die Auslegerbrücke aus dem Absackraum mit einer Anfangsteigung von etwa  $30^{\circ}$ , dann nahezu wagerecht über die Hafengebäude fort auf den oberen Speicherboden schafft, ohne den Bahnverkehr zu hindern.

Der Motor hat 15 PS und treibt damit sowohl die beiden Becherwerke, wie den Transporteur bei einer stündlichen Leistung von 36000 kg. Die maschinelle Einrichtung gestattet ausserdem den Ausleger durch eine vom Motor angetriebene Winde ganz in die Höhe zu ziehen, oder auch den Wagen selbst im Bedarfsfall von einem Vorgelege derselben Winde mit Schneckenrad- und Stirnräderübersetzung auf seiner Bahn selbstthätig fortzubewegen. Zum Hochziehen der Auslegerbrücke des Sacktransporteurs ist nur eine Kabelwinde mit Handbetrieb vorgesehen, weil diese Stellungsänderung fast nie nothwendig ist, während auf der Wasserseite der Elevator während der Ortsveränderung aus dem Bereich der am Ufer liegenden Schiffe gebracht werden muss.

Figur 4 und 5 auf derselben Tafel veranschaulichen eine ähnliche Anlage, bei der das Getreide nach dem Verwiegen entweder lose mit Transportgurten auf den Speicherboden geschafft oder auch sofort abgesackt und über Laufbretter unmittelbar in den bereitstehenden Eisenbahnwagen, oder über das zur Zeit freie Hafengebäude in den unteren Speicherraum abgekarrt werden kann.

**Fahrbarer Schiffelevator für die Lübeck-Büchener Eisenbahn in Lübeck.**

Fig. 2 und 3, Taf. 25, geben schliesslich noch die Dispositionsskizze der von Gebrüder Weismüller für Lübeck gelieferten Anlage wieder, wo der fahrbare Schiffelevator das Getreide entweder lose oder gesackt in die Eisenbahnwagen abgeliefert, und auch hier wieder ein Aussen- und ein Innenelevator mit den erforderlichen Sammeltrichtern, selbstthätiger Wage, Absackstutzen und Teleskoprohren vorhanden sind.

Für den Horizontaltransport finden fast ausnahmslos Fördergurte aus Gummi mit Hanfgewebeeinlagen Verwendung, welche nach Art offener Rientriebe angeordnet, die durch Schüttrinnen auf ihren Rücken geleitete Frucht bis zur Abwurfstelle — einem verschiebbaren Wagen mit Gurtwenderollen — mitnehmen und bei 0,2 bis 1,25 m Breite und 2 bis 2,5 m sekundlicher Laufgeschwindigkeit sehr grosse Fördermengen mit verhältnissmässig geringem Kraftaufwand bewältigen. Derartige Gurtläufe lassen sich, wie in den vorstehenden Beispielen, innerhalb des Böschungswinkels des Fördergutes auch mit mässiger Steigung ausführen und werden gewöhnlich in Abständen von  $\sim 4$  m durch Tragrollen unterstützt.

Die älteren, vorzugsweise in kleineren Mühlen benutzten Transportschnecken kommen nur für kurze Entfernungen in Betracht. Sie sind, ausser ihrem grossen Kraftbedarf, mit dem Nachtheil behaftet, dass bei jedem Wechsel, die von der vorangegangenen Förderung im Schneckenrog zurückgebliebenen Reste sich mit der neuen Frucht vermischen, wenn man nicht vorher die Schnecke entfernt und den ganzen Rog sorgfältig säubert.

### β. Elevatoren mit Gliederketten für schweres Fördergut.

Elevatoren mit Gliederketten laufen im allgemeinen mit kleinen Geschwindigkeiten von 0,1 bis 1 m in der Sekunde.

#### Baggerelevatoren.

Elevatoren mit Gliederketten finden hauptsächlich für Bagger Verwendung, um den ausgebagerten Schlick zu heben; sie werden aber auch zum Heben grobkörniger fester Massen, wie Kohlen, Thon u. s. f. benutzt und bisweilen durchlocht, um das mitgeschöpfte Wasser ablaufen zu lassen und nicht nutzlos mit zu heben. Die Schöpfbecher müssen kräftig aus starkem Eisenblech, womöglich mit verstärkten Angriffskanten hergestellt werden. Um die Becher fest mit der Kette verbinden zu können, wendet man langgliedrige Doppelketten an und nietet die Becher zwischen die parallelen Schienen entsprechender Glieder. In den aufeinander folgenden Gliedern jeder einzelnen Kette wechseln wie bei den Personen-Paternosteraufzügen stets einfache Flachsienen mit Doppelschienen ab, Fig. 9, Taf. 14, so dass in jedem Kettengelenk drei Schienen durch einen Bolzen verbunden werden. Bolzen und Bolzenaugen sind durch Einsetzen zu härten oder ganz aus Stahl herzustellen.

Die Kettentrommel, Fig. 1, Taf. 27, besteht aus zwei auf gemeinsamer Welle aufgekeilten, polygonalen, gusseisernen Scheiben, die im vorliegenden Fall noch durch kräftige Stehbolzen untereinander verbunden sind. Auf die Trommelflächen sind besondere, verstärkte Schienen aufgenietet, die nach störendem Verschleiss durch neue ersetzt werden können.

Am gebräuchlichsten sind sechsseitige Trommelpolygone. Bei grösserer Seitenzahl fallen die Trommeln für lange Kettenglieder unbequem gross aus, und bei kleinerer Seitenzahl wirkt der Wechsel der erheblichen Unterschiede zwischen dem kleinsten und grössten Trommelhalbmesser störend. \*)

#### Kippbecherwerk von M. Neuerburg in Köln a. Rh.

Für klebriges Fördergut, wie feuchtes gequollenes Getreide in Mälzereien u. dergl., unterstützt man die Becherentleerung durch leichte Erschütterungen, indem man im Augenblick des Ausschüttens einen kleinen Schwanzhammer, der durch Stifte an der Kopfrolle rechtzeitig angehoben wird, auf den umgekehrten Becher niederfallen lässt.

\*) Siehe ferner Z. d. V. d. Ing. 1886, S. 441 u. f., sowie L. Hagen, Sammlung ausgeführter Dampfbagger, Berlin, Ernst & Korn, 1881 u. 1887. Mittheilungen über neuere Nass- und Trockenbagger und den Transport des Baggergutes liefern die verdienstvollen Abhandlungen von O. Salomon und Forchheimer in der Z. d. V. d. Ing. 1886, S. 995 u. f., 1887, S. 173 u. f. und S. 941 u. f., ferner „Der Bau des Kaiser Wilhelm-Kanals“ von Fülcher, Abth. I, Berlin 1898, S. 57 u. f. mit Taf. 15—17, sowie „Handbuch der Ingenieurwissenschaften“, Bd. IV, mit zahlreichen Quellenangaben. Ganz besonderes Interesse verdient: „The Chicago drainage canal von Hill“, vervollständigter Sonderabdruck aus den Engineering News, New-York 1896 (1897 auch im Engineering abgedruckt), welcher die modernen amerikanischen Maschinen zum Ausgraben und Fortschaffen der Erdmassen bei Kanalbauten mit zahlreichen Skizzen und photographischen Aufnahmen enthält. — R. Wels berichtet i. d. Z. d. V. d. I. 1902, S. 405 und 442, über „Neuere Baggerkonstruktionen“ und E. Kleinrath ebendort, S. 552 mit Taf. XII, über einen seetüchtigen Eimerbagger „Hephaestos“ mit schwimmender Rohrleitung.

Das für stark anhaftende Fördermassen bestimmte Kippbecherwerk von Neuerburg, D.R.P. 13632, Taf. 27, Fig. 2 und 3, weicht von den bisher besprochenen Anordnungen durch die drehbare Beweglichkeit der Becher ab. Die Becher sind nicht mit den Kettengliedern vernietet, sondern sitzen lose auf den Kettengelenkbolzen *D*. Das Schienenband, welches den oberen Becherrand verstärkt, ist auf der Rückseite mit zwei Vorsprüngen *S*, Fig. 442, ausgestattet, die sich hinter die Kettenglieder legen und den Becher so lange am Kippen hindern, wie er senkrecht aufsteigt. Auf den Trommelscheiben ändert sich mit der Ablenkung der Kette auch die Becherlage, und der Schwerpunkt der Füllung rückt auf die entgegengesetzte Seite des Drehbolzens. Der Becher schlägt zwischen den Seitenketten nach innen um, noch bevor der Scheitel der Kettenscheiben erreicht wird. Durch die Erschütterung beim Aufschlagen auf die Scheibenvorsprünge *V*, Fig. 3, Taf. 27,

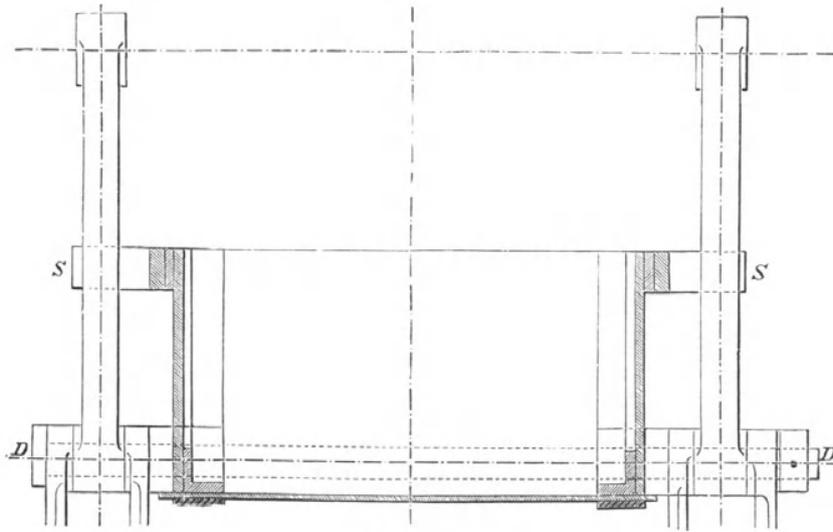


Fig. 442.

erfolgt die Entleerung, auch wenn teigartig klebende Substanzen gefördert werden.

Zu bemerken ist noch, dass die Daumenvorsprünge auf den Umfängen der Kettenscheiben, wie aus Fig. 2 und 3 ersichtlich, zwischen die Doppelschienen der Ketten fassen und seitliches Abgleiten des Kettenlaufs hindern. Becher sowohl wie Ketten sind von Stahl hergestellt.

Die Neuerburg'schen Becherwerke sind unter anderem in den Lintorfer Bleiwerken zu Lintorf, in den Werken der Gebr. Stumm in Neunkirchen, in dem Farbenwerk zu Höchst a/M. u. a. m. in Betrieb.

In anderen Fällen verwendet Neuerburg für schlammige Substanzen, die sich schwer auskippen, lose, mit beiden Enden an den Becherseitenwänden befestigte Ketten oder an Kettengliedern aufgehängte Schienen, die beim Umkippen der Tröge den Inhalt mit herausreißen und abschleudern, beim Aufsteigen der Becher sich aber wieder selbstthätig auf den Gefäßboden legen und die Schöpfarbeit nicht hindern. — D. R. P. 78 234.

#### Fasselevator von Stotz in Stuttgart.

Der Fasselevator von A. Stotz in Stuttgart, Fig. 4 bis 6, Taf. 27, besteht, nach englischen Vorbildern, aus einer schräg gestellten Schrotleiter mit Fasswinde, deren doppelte Lastketten die auf einer geneigten Bahn

zugerollten Fässer mit hornartig gekrümmten Armen selbstthätig fassen, aufwärts schleppen und oben wieder auf eine geneigte Ablaufbahn absetzen. \*) Die Schleppketten sind amerikanische Gelenkketten aus schmiedbarem Guss, welche die Firma als Specialität herstellt. \*\*) Die Fangarme bilden mit ihren Stützen Gelenkdreiecke und gestatten durch ihren drehbaren Anschluss an den Rücken der zugehörigen Kettenglieder, der auch für die Stützen angeordnet ist, die gegenseitige Lagenänderung der Kettenglieder beim Übergang auf die Daumenräder, ohne an Stützfähigkeit einzubüssen. Der Anprall der zugerollten Fässer und die senkrechte Belastung der Kette durch das Fassgewicht während des Aufwindens, werden von kräftigen, hölzernen Bohlen aufgenommen, auf denen das Lasttrum der Kette entlangschleift. Der Kraftverbrauch der Winde ist verhältnissmässig hoch und viel höher, als bei Handbetrieb mit dem Verfahren, die Fässer als lose Walze in zwei Seilschlingen zu hängen und auf der Schrotleiter, durch Verkürzen der Schlingen, in die Höhe zu rollen, aber die Sicherheit und Bequemlichkeit des Transportes, sowie die Leistungsfähigkeit der Maschine wiegen den Nachtheil auf. Derartige Fasswinden mit schräger Kettenbahn werden meist nur für kleine Förderhöhen ausgeführt.

Der Antrieb der Winde erfolgt, wie ersichtlich, durch Riemenvorgelege mit Stirnräderübersetzung für das obere Kettenrollenpaar. Die untere Rollenachse kann zum Spannen der Kette mittelst Schrauben nachgestellt werden.

Neuerdings baut Stotz die Fassaufzüge senkrecht, entweder nach seinem Patent 69 539, wo die Fässer ähnlich, wie bei den geneigten Aufzügen, aussen an der Kette hängen, oder nach dem D. R. P. 74 387, mit Gehängen, welche die Fässer zwischen den Ketten aufnehmen. Die letzte Anordnung liefert die günstigsten Belastungsverhältnisse für die Kette und erfordert am wenigsten Raum. In beiden Fällen sind die Gehänge beweglich und verstellen sich, wie aus den Patentschriften näher zu ersehen, durch Führungsrollen und Leitschienen an der Ablaufstelle derart, dass die Fässer aus den Tragarmen selbstthätig ablaufen. Eine weitere Vereinfachung der Konstruktion enthält das D. R. P. 76 559 von Alfons Erhard und Carl Schau in Kleinschwechat bei Wien.

**Fassaufzug mit elektrischem Antrieb in der Aktienbrauerei Wulle, Stuttgart, von C. Haushahn, Maschinenfabrik, Stuttgart-Feuerbach.**

Die zu fördernden Fässer werden im Lagerkeller einzeln auf einen gabelförmigen Rost *a*, Fig. 1 bis 3, Taf. 28, gerollt, von dem sie durch fünf, in zwei endlose amerikanische Gliederketten eingebaute Körbe *b*, nach dem 4,7 m höher liegenden Versandraum emporgehoben werden, indem die fassförmig gekrümmten Greifer *c* frei durch die Zwischenräume des ebenfalls gekrümmten Rostes *a* hindurch greifen. Die Körbe sind an ihren Seitenflächen durch volle Bleche versteift und werden durch je zwei Rollen *e* und *d* zwischen Winkeleisenleitschienen geführt, um bis zur Entladestelle das aufgenommene Fass im tiefsten Punkt der Korbgreifer sicher einzulagern und auch bei Erschütterungen gegen Herausfallen zu schützen, dann aber an der Entladestelle durch eine Kröpfung  $f_1$  der Leitschiene *f* für die Rolle *e* den eintreffenden Korb um den Tragzapfen der Rolle *d* in die gezeichnete Lage *II* zu kippen, aus der das Fass selbstthätig über die Ablaufklappe *g* in den Versandraum hineinrollt.

Bei dem beengten Schachtraum rollen die grössten Fässer erst im Korb selbst während des Passirens der unteren Ladeöffnung bis gegen die Korb-

\*) Vergl. Colyer Hydraulic, Steam and Hand-Power Lifting Machinery, S. 59.

\*\*) Vergl. die Kettentabelle, S. 28 u. 29.

rückwand und vermeiden dadurch das Anstreifen am Schachtmauerwerk. Im oberen Geschoss drängen sie zunächst die drehbare Ablaufklappe  $g$  zurück und lassen sie erst beim Emporsteigen der unteren Fasshälfte über die Klappenkante durch den Gegengewichtshebel in die gezeichnete Lage zurückfallen. Wenn hierbei der rechtzeitige Ablauf verzögert werden sollte, stösst das weiter aufsteigende Fass gegen den Nothausrückhebel  $k$ , der auch von aussen durch den Handhebelarm  $l$  bedient werden kann, und stellt den Elektromotor durch die nach dem Anlasser geführte Zugkette sofort ab.

Der Antrieb erfolgt mittelst Riemenvorgelege durch einen Nebenschlussmotor, der nach den Angaben der A. E. G. mit 105 Volt, 16,5 Amp. u. 520 minutlichen Umdrehungen 1,75 PS leistet, und wird von der oben im Aufzugerüst gelagerten Welle  $m$  durch zwei sechsdaumige Kettenräder mittelst amerikanischer Stahlbolzenkette von Stotz auf die beiden 45 daumigen Kettenräder  $o$  weitergeleitet, auf deren Achsen die oberen 25 daumigen Korbkettenräder sitzen. Die Korbketten sind ebenfalls Stahlbolzenketten und entsprechen der Fig. 7, Taf. 27, bei 100 mm Theilung von Bolzenmitte zu Bolzenmitte 15 mm Bolzendicke und 10 000 kg Bruchbelastung, mit den aus Fig. 1, Taf. 28, ersichtlichen Zwischengliedern zur Aufnahme der Korbtragzapfen. Die unteren Aufzugräder  $p_1$  sind zum Spannen der Korbkette mit verstellbaren Lagern versehen.

Durch ein einseitig wirkendes Sperrrad  $t$  mit geräuschlos arbeitender Klinke, die durch eine Schleiffeder  $u$  im regelrechten Betrieb ausgerückt bleibt und sich bei umgekehrter Drehrichtung durch sie selbstthätig einrückt, wird beim etwaigen Reissen oder Abgleiten des Treibriemens der Aufzug gegen Rücklauf und Unfälle gesichert.

Nach Messungen mit Volt- und Ampèremeter verbrauchte der Leerlauf im Mittel 0,85 PS bei 573 Umläufen des Motors i. d. M., 109 Volt und im Mittel 5,7 Amp. unter starken Schwankungen des Ampèremeters zwischen 2 und 10 Amp.

Bei zwei aufeinander folgenden Versuchen wurden das erste mal 10 Fass mit insgesamt 246 Liter, und 454 kg Bruttogewicht, von annähernd gleicher Grösse (24,6 Liter und 45,4 Bruttogewicht für das Fass) in 90 Sekunden 4,89 m gefördert. Der Stromverbrauch betrug hierbei im Mittel 8,6 Amp. Die Spannung 109 Volt, die Umdrehungszahl des Motors 553 i. d. Min., die Leistung 1,27 PS und der Gesamtwirkungsgrad von Motor und Elevator 25,8%. Der zweite Versuch mit einer annähernd gleichen Förderlast, 476 kg insgesamt, der 120 Sekunden für 10 Fass in Anspruch nahm und bei dem sich unter den kleineren Fässern eins von 106 kg mit 64 Liter befand, lieferte nur 21% Wirkungsgrad bei 8,3 Amp. im Mittel, 560 minutlichen Umläufen des Motors und ebenfalls 109 Volt, also 1,23 PS Energieverbrauch.

Die Hubgeschwindigkeit der Fassaufzüge wird meist zu 0,4 m in der Sekunde bei 1,5 bis 2 m Abstand zwischen den aufeinanderfolgenden Fassgehängen gewählt.

Abmessungen und Gewichte der Biertonnen sind in nachstehender Tabelle zusammengestellt:

	Länge mm	Durchmesser mm	Gewicht kg	
			voll	leer
1 Doppel-Tonne . . . .	880	850	350	80
1 ganze Tonne . . . .	750	650	185	53
1 halbe Tonne . . . .	620	520	95	30
1 viertel Tonne . . . .	450	400	53	18
1 achtel Tonne . . . .	390	380	28	11

Ausführliche Mittheilungen über Kettenelevatoren für die verschiedensten Zwecke finden sich in dem Aufsatz: M. Westmann, Stufen- und Kettenbahnen in Nordamerika, Z. d. Ver. deutscher Ing. 1893, S. 1198, 1297, 1351 u. f. und 1894, S. 489. Auch der Fabrikcatalog von Stotz, Eisengiesserei in Stuttgart-Feuerbach enthält ausser den Angaben über die Kettenformen und Abmessungen eine Reihe von Ausführungsskizzen ganzer Anlagen schwerer Becher- und Paternosterwerke.

**Paternosterwerke für Baumaterialien von Gauhe, Gockel & Co. und Friedmann.  
(Munitionsaufzüge.)**

Für Baumaterialien werden die Paternosterwerke zum Theil so ausgeführt, dass sie die bereit gestellten, gefüllten Fördergefässe selbstthätig aufnehmen. — D. R. P. 42 168 von Gauhe, Gockel & Cie. in Oberlahnstein und 52 209 von Friedmann in Berlin.\*)

Munitionsaufzüge für Kriegsschiffe werden ebenfalls in Form von Paternosteraufzügen mit Gliederketten ausgeführt. — Siehe Roedder „Die Verwendung der Elektrizität auf Kriegsschiffen“. Z. d. V. d. I. 1900, S. 1689.

**Kohlen-Elevatoren von Hunt in New-York und anderen.**

Unter den zahllosen Becherwerken für Mehl, Getreide, grobkörnige und teigartige Körper, Ziegel und kleine Stückgüter bis zur Grösse von Säcken und Fässern hat dieses Transportmittel auch besonders für Kohle eine hervorragende Bedeutung gewonnen, theils um den Massenbedarf an Brennmaterial für Gasanstalten und grosse Dampfkesselanlagen von dem Zufuhrplatz möglichst unmittelbar bis zur Verbrauchsstelle zu schaffen, theils um grosse Vorräthe für den Handelsverkehr aufzuspeichern.

Derartige Einrichtungen sind vor etwa dreizehn Jahren zuerst von Hunt in New-York in grossem Massstabe ausgeführt und bald darauf durch J. Pohlig in Cöln, der die Patentlicenzen erworben hat, an verschiedenen Plätzen Europas nach amerikanischem Muster angelegt. Jetzt befasst sich eine ganze Reihe namhafter Firmen mit dem Bau von Kohlentransportvorrichtungen und Speichern.

Je nach den örtlichen Verhältnissen werden, wie in Mühlen und Getreidespeichern, entweder Becherwerke allein oder in Verbindung mit Transportbändern benutzt, um das Material in senkrechter, geneigter und wagerechter Richtung von der Aufnahmestelle bis zum Ablageplatz zu führen. Erfolgt die Zufuhr mit Schiffen, so pflegt man das Material unmittelbar mit Elevatoren aufzunehmen. Bei Anschlüssen an die Eisenbahn dienen meist Kipperüste zum schnellen Entleeren der Kohlenwagen, und die Elevatoren werden dann aus den Schüttrümpfen der Kohlenbehälter gespeist. In beiden Fällen werden auch hie und da zum Löschen der Ladungen Kohlenkrahne mit einfachen Fördergefässen oder Selbstgreifern benutzt. Die Transportvorkehrungen innerhalb der Gebäude schaffen die Kohle in Sammelbehälter, deren Ablaufmündungen durch Schieber verschlossen werden und so hoch liegen, dass man das Material im Wagen abzapfen und mit diesen ohne nochmalige Hebung unmittelbar bis an den Verbrauchsort im Gebäude fahren oder bei Handelspeichern nach aussen abführen kann.

Die Kohlenspeicher gleichen in der Hauptsache vollkommen den Getreidesilos und erhalten zum Theil riesenhafte Abmessungen. So besitzt

\*) Vergl. ferner D. R. P. 94 681 von C. Schlickeysen in Berlin. Gliederkette und Förderkasten für Thonelevatoren, sowie die Kette für Bauelevatoren zum Aufziehen von Mauersteinen und Mörtelmulden, D. R. P. 98 963 von Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh. In Walzwerken und Hütten dienen Kettenelevatoren mit Greifern zum Transport von Walzeisen, Eisenknüppeln u. s. f. Siehe z. B. Stahl und Eisen, Dec. 1898 mit Taf. XII.

ein von der Brown-Hoisting & Conveying Machine Company in Cleveland erbauter Kohlenspeicher — zur Zeit wohl der grösste der Welt — bei 205 m Länge, 108 m Breite und 24 m Höhe einen Fassungsraum für 250000 t. Im Vergleich mit der Aufstapelung der Kohle in freien Haufen gewähren die Speicher den Vortheil der trockenen Lagerung und die Möglichkeit, das Material höher aufzuschichten, also gleiche Mengen auf kleinerer Grundrissfläche unterzubringen. Ausserdem vermindern sie aber auch die Lösch- und Siebkosten, und vor allem bietet das Silosystem das einfachste Mittel zur raschen Abfuhr in beliebigen Quantitäten, weil man ohne nochmaliges Heben des Materials die Transportwagen nur unter die Ablauftrichter zu fahren braucht, um sie zu füllen. Immerhin ist die Anlage solcher Kohlenspeicher nur dann wirtschaftlich vortheilhaft, wenn Tilgung und Verzinsung des grossen Anlagekapitals durch lebhaften Umschlag genügende Deckung finden. Für grosse, längere Zeit lagernde Kohlenvorräthe benutzt man nach wie vor meist die offene Aufstapelung.

Mit der Zunahme grosser Kesselanlagen gewinnen die Kohlenelevatoren für städtische Kraftcentralen, wie Elektrizitätswerke u. a. wachsende Bedeutung, weil hier die theuren Grundstückspreise zum Theil dahin drängen, Kessel auch in höheren Stockwerken unterzubringen, statt sie, wie sonst üblich, nebeneinander zu ebener Erde zu lagern, oder weil die Anlagen solchen Umfang gewinnen, dass die Transportentfernungen vom Lager bis zu den Kesseln für Handbetrieb unvortheilhaft gross werden. Hier können dieselben Becherwerke, die zum Kohlentransport dienen, auch zum Abführen der Asche und Schlacke benutzt werden. Auch zur Kohlenversorgung der Lokomotiven haben die Becherwerke bereits mehrfach Eingang gefunden. — Vergl. Eisenbahn-Technik der Gegenwart 1899, Bd. II, Abschn. 3, S. 742.

Die Form der Hunt'schen Becher und ihrer Ketten, D. R. P. 64819, ist in Fig. 443 dargestellt.\*) Die aus doppelten Flacheisenpaaren gebildete Becherkette ist in allen Gelenken mit kleinen Laufrollen ausgerüstet, die sich je nach der Kettenaufrichtung auf wagerechten, geneigten oder zwischen senkrechten Führungsschienen, Fig. 444, bewegen. Jede zweite Laufradachse bildet gleichzeitig eine Drehachse für die in die Kette eingebauten Becher, die sich durch ihre tiefe Schwerpunktslage stets wagerecht einstellen und in beliebigen Punkten ihrer Bahn durch versetzbare Knaggen oder Anlaufschienen zum Kippen und Entleeren gebracht werden können, ohne den Lauf zu unterbrechen, und die sich gleich darauf wieder selbstthätig aufrichten. Der Antrieb des ganzen Kettenlaufes erfolgt durch ein Schaltwerk mit sechs Klinken, Fig. 445, S. 510. Letztere sind in den Eckpunkten einer sechseitigen Trommel aufgehängt und stellen sich durch ihre Verlängerung über den Drehpunkt nach rückwärts mit kurzen Führungsdaumen an der Leitfläche einer herzförmigen, feststehenden Scheibe in die gezeichneten Lagen ein, um die Becherkette durch den Eingriff der jeweilig unten hängenden Klinken vorwärts zu schieben.

Die Trichterkette, Fig. 446, S. 510, D. R. P. 67110, ist in geschlossenem Lauf derart über der Hauptkette gelagert, dass die Fülltrichter in die Transportbecher eingreifen und von ihnen mitgenommen werden. Sie dient zur gleichmässigen Füllung der einzelnen Gefässe aus der Schüttrinne, da sich ihr Inhalt central in die fortschreitenden Transportbecher entleert, wenn sie in ihrem geschlossenen Kreislauf sich aus den stetig mit 0,14 bis 0,2 m Geschwindigkeit in der Sekunde weiter laufenden Kübeln abheben.

\*) Die Patentschrift enthält eine Reihe verschiedener Ausführungsformen der Kette und der Lage der Becher zu den Gelenken, mit Darlegung der konstruktiven Gesichtspunkte für die Abhängigkeit von den örtlichen Verhältnissen. Diese und die nachfolgenden Patentschriften sind in die Klasse 81 „Transportwesen“ eingereiht, die für das Studium der weiteren Entwicklung der Becherwerke neben der Klasse 35 „Hebezeuge“ im Auge zu behalten ist.

Um die Überfüllung der Becher zu verhüten, bringt Hunt am Ende der festen Schüttrinne eine bewegliche, um ein wagerechtes Gelenk dreh-

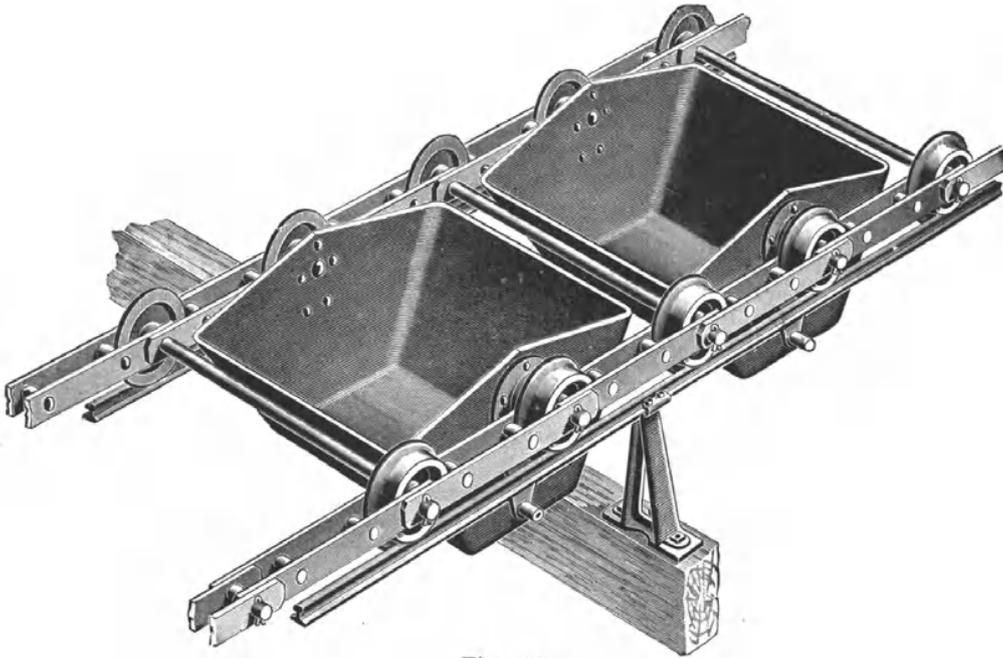


Fig. 443.

bare Zunge, D.R.P. 671111, an, die selbstthätig in die einzelnen darunter fortlaufenden Fülltrichter einsinkt und dann wieder zurückgedrängt wird,

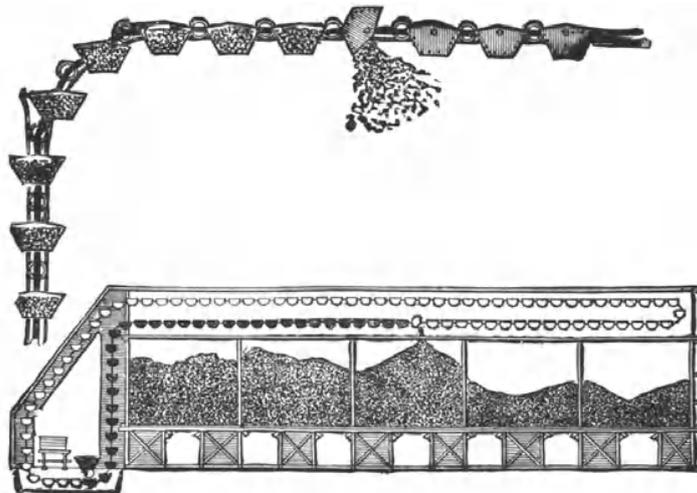


Fig. 444.

also durch ihre wechselnde Neigung den Zufluss in regelmässiger Aufeinanderfolge unterbricht und wiederherstellt.

Bei neueren Ausführungen wendet Hunt Becher an, die sich vorn und hinten durch vorspringende Ränder staffelförmig gegenseitig überdecken, um das Durchfallen von Material zwischen den einzelnen Bechern beim

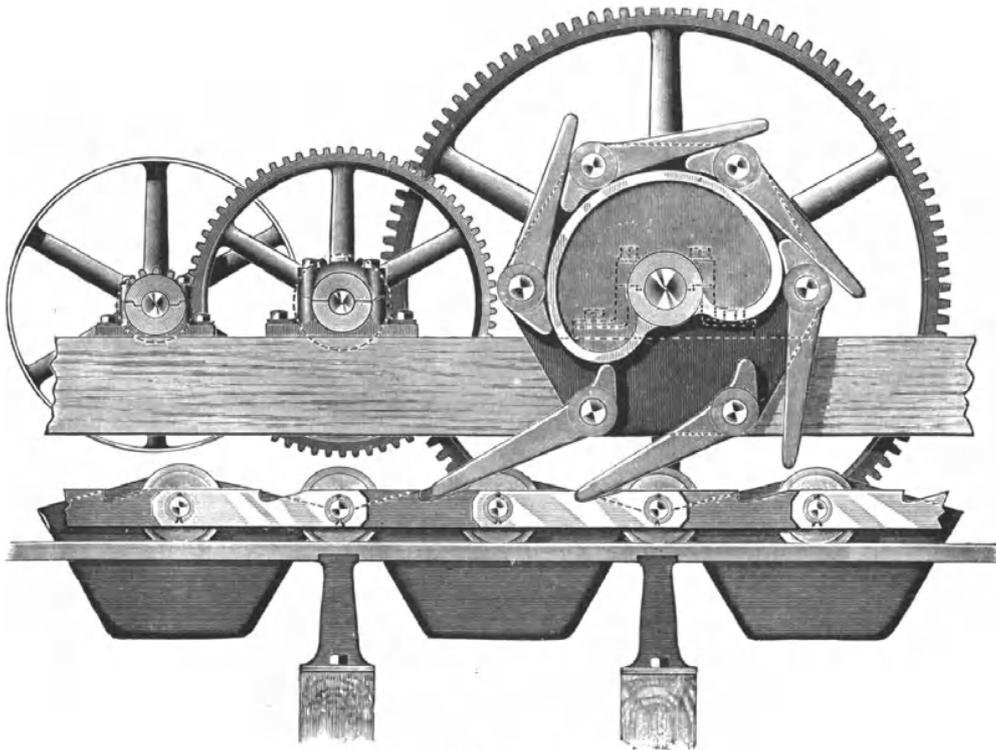


Fig. 445.

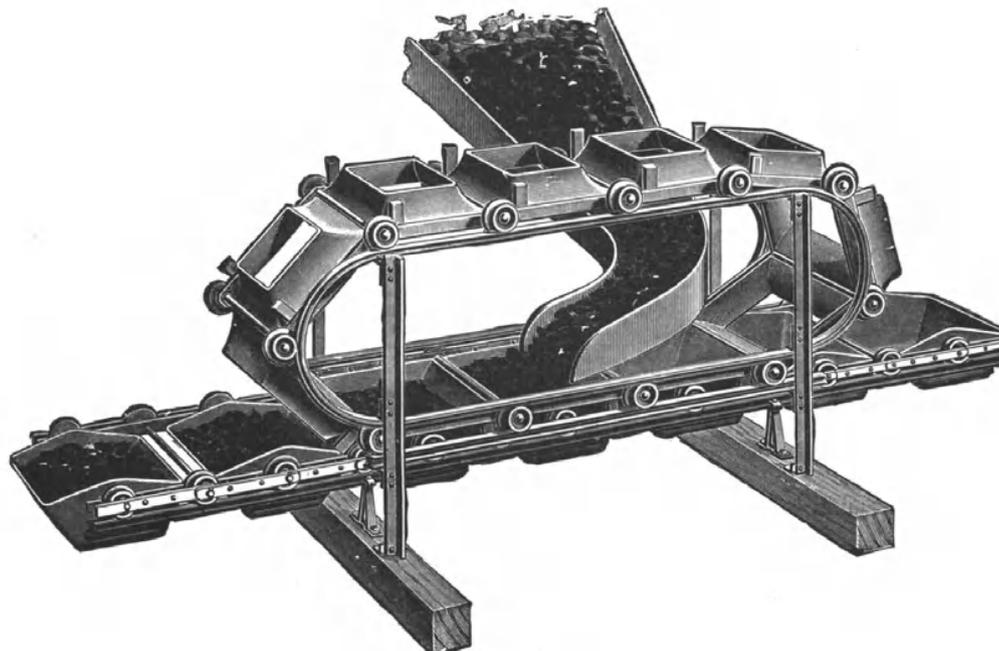


Fig. 446.

Füllen noch sicherer, als mit der Klappzunge zu verhüten, ohne den regelmässigen Zufluss des Fördermaterials zu unterbrechen. Hierbei werden

dann besondere Leitschienen — D. R. P. 88 314 — notwendig, die sowohl bei jedem Richtungswechsel des Becherlaufes gleichzeitig den erforderlichen Wechsel in der Überdeckung der Schutzränder zwangsläufig vermitteln, wie auch das Zurückschwingen der Becher nach der Entleerung derart begrenzen, dass sie wieder ihre regelrechte, gegenseitige Lage einnehmen. Die Patentschrift enthält hierüber ausführliche Angaben.

Bradley, ebenfalls Amerikaner, benutzt für den Antrieb der Ketten Daumenrollen und überdeckt die Zwischenräume zwischen den einzelnen Bechern, deren Mündung unterhalb der Treibkette hängt, durch lose Hülsen von ausreichendem Durchmesser, die über die als Kettenbolzen dienenden Achsen der Laufräder geschoben werden — D. R. P. 95 513. Bei einer anderen Ausführung desselben Ingenieurs — D. R. P. 96 524 — werden die walzenförmigen Überdeckungen der Zwischenräume von schwingenden, um die Becherkipachsen drehbaren Armen getragen, die sich beim Ansteigen der Laufbahn selbstthätig mit ihrem Becher von dem nachfolgenden abheben und beim Übergang in die wagerechte Bahn wieder richtig am anderen Ende auflegen.

Ein drittes Patent von Bradley, D. R. P. 95 863, giebt statt der geschlossenen Becher zweitheilige an, deren Schnittfuge parallel zur Laufrichtung liegt und deren Hälften, um Zapfen drehbar, durch besondere Anlaufschienen geöffnet und geschlossen werden können. Jeder Becher hängt in einem besonderen Rahmen, der mit seitlichen Schildzapfen in den Kettenlauf eingefügt ist, um die wagerechte Becherlage beim Übergang aus den horizontalen in senkrechte Laufstrecken zu ermöglichen und selbstthätig zu sichern.

Die Steel Cable Engineering Co. in Boston benutzt für ihre Kohlen-, Asche- und Getreide-Transporteure derartige zweitheilige Klappbecher und statt der Ketten neuerdings auch Drahtseile. Um diese vor der Berührung mit dem staubigen Fördergut zu bewahren, wird der Seillauf auf der Füllstrecke unterhalb der schützenden Becher und auf der Entleerungstrecke oberhalb derselben entlang geführt.\*)

Dodge in Philadelphia — D. R. P. 94 215 — verbindet die Förderbecher fest mit der endlosen Kette und wählt eine ähnliche Hakenform des Querschnitts, wie Luther für Knieelevatoren, D. R. P. 37 014, um in Verbindung mit Leitschienen die Füllung in senkrecht aufsteigender und daran sich anschliessender wagerechter Förderbahn zurückzuhalten und erst durch einen verschiebbaren Abwurfwagen zu entleeren. Die einzelnen Becher greifen so übereinander fort, dass die Gelenke vollständig überdeckt werden, und das Material aus der Schüttrinne, ohne auf freie Zwischenräume zu treffen, immer gleichzeitig nach rechts und links in zwei aufeinanderfolgende Becher einströmt.

Brauchbare Transportbänder kann man mit langgliedrigen Schienenkettensystemen herstellen, über deren Flacheisenglieder dünne Blechtafeln aufgenietet werden.

Unter den auf dem Kontinent ausgeführten Kohlenspeichern ist vor allem der von dem Architekten Winkler und Ingenieur Kofahl erbaute Silo von Possehl & Co. in Altona hervorzuheben, dessen maschinelle Einrichtung von G. Luther in Braunschweig geliefert ist. Zum Löschen der Kohlendämpfer dient für Hausbrandkohle, die in den Speicher übergeführt wird, ein Schiffelevator mit anschliessenden Transportbändern von 60 bis 70 t stündlicher Leistung. Grobe Kohlensorten werden mittelst eines Portalcranes durch Selbstgreifer mit 40 bis 50 t stündlicher Leistung gehoben

\*) Vergl. Buhle, Lager- und Transportanlagen für Massengüter. Z. d. V. d. I. 1889. S. 86, Fig. 2—5 u. Technische Hilfsmittel zum Befördern u. Lagern von Kohlen u. s. f. Z. d. V. d. I. 1900.

und direkt auf Transportfuhrwerke verladen. Der Speicher besteht aus 15 Silos von je 1000 cbm oder  $\sim 800$  t Fassungsraum. Der Elevator, der Krahn und die Transportbänder, Kohlenkratzer u. s. f. werden durch einzelne Elektromotoren angetrieben, für deren Generatoren eine 120pferdige Dampfmaschine aufgestellt ist. Eine zweite 45pferdige Maschine dient als Reserve und genügt ausserdem, bei theilweisem Betrieb der Anlage, allein.

Nagel & Kaemp haben einen Kohlenelevator für die Gasanstalt Wilhelmsburg bei Hamburg ausgeführt. Die Kohlentransportanlage für die Centralstation in der Mauerstrasse der Berliner Elektrizitätswerke und eine andere für die elektrische Kraftstation der Grossen Leipziger Strassenbahn sind von Unruh & Liebig in Leipzig hergestellt. J. Pohlig in Cöln hat unter anderem die Bekohlungsanlage auf dem neuen Bahnhof in Antwerpen eingerichtet. Weitere Anlagen für verschiedene Zwecke haben Dinglinger in Cöthen, Neuerburg in Cöln, Jäger in Duisburg, Stotz in Stuttgart u. a. m. geliefert.

Inbezug auf die allgemeinen Entwürfe und Darstellungen der vorstehend angeführten und weiterer Anlagen in Amerika und Schweden ist auf die Veröffentlichungen von M. Buhle: „Über Kohlen-Transport- und Lagerungseinrichtungen“ in Glaser's Annalen, August 1898, S. 41, und auf die Abhandlung desselben Verfassers: „Lager und Transportanlagen für Massengüter“ in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1899, S. 95 u. f., sowie die weiteren Aufsätze im Jahrgang 1900 zu verweisen, die auch zahlreiche Quellennachweise über das ganze Gebiet enthalten.\*)

Im engen Zusammenhang mit der Entwicklung derartiger Anlagen stehen die Hochbahnkrahne, denen im nachfolgenden Abschnitt am Schluss ein besonderes Kapitel gewidmet ist.

## f. Krahne.

### a. Allgemeines über Eintheilung und Betriebsweise der Krahne.\*\*)

Die Krahne dienen dem Zweck, Lasten senkrecht zu heben und waagrecht zu versetzen. Hierzu wird die Winde mit einer geeigneten Gerüstform verbunden. Nach der Form der Krahngerüste lassen sich zwei Hauptgruppen unterscheiden:

1. Krahne mit Ausleger,
2. Krahne mit Bühne.

Bei den Auslegerkrahnen bildet der Ausleger den Lastträger im Krahngerüst. Seine ursprüngliche und noch heute vielfach benutzte Form entspricht einer schräg aufwärts gerichteten Stütze, deren Kopf durch Zugstangen gehalten und mit einer Leitrolle für die Windenkette ausgerüstet wird, um die Last frei in die Höhe ziehen zu können. Ausleger dieser Art werden aus kräftigen Holzstämmen, aus genieteten oder gezogenen Rohren oder aus Profileisen hergestellt. Die Einfachheit der Form hat den Nachtheil, dass die Last je nach ihrem äusseren Umfang, beim Aufwinden in mehr oder minder grossem Abstand vom Auslegerkopf mit dem schräg auskragenden Auslegerschaft zusammenstösst. Die Beschränkung der nutzbaren Hubhöhe lässt sich durch gebrochene oder gekrümmte Auslegerform

\*) Siehe auch Reuleaux, Der Hunt'sche Umlader. Glaser's Annalen, Juni 1895, S. 233 u. f., ferner Engineer, August 1895, S. 132 und Februar 1898, S. 167 und den noch jetzt beachtenswerthen älteren Bericht von J. Frahm, Über Transport und Verladen von Steinkohlen. Z. f. Bauwesen 1887, S. 111 u. 302, sowie den neueren in Stahl und Eisen, Februar 1898, S. 175.

\*\*) Anmerkung: Über den Stand des Krahnbau im Jahre 1900 geben die Berichte von Kammerer über die Ausstellung in Paris, Z. d. V. d. I. 1900 u. 1901, Aufschluss. Siehe ferner die Abhandlung desselben Verfassers: „Die Lastenförderung unter dem Einfluss der Elektrotechnik. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1377 u. 1421.

beseitigen. Auch hierfür verwendet man theils einfache Profleisen, theils zusammengesetzte Konstruktionen, Streben und Träger aus Gitterwerk oder aus Blech mit kastenförmigem Querschnitt. Schliesslich kann man den eigentlichen Ausleger auch vollkommen wagerecht anordnen und nur durch Strebenwerk ausserhalb der Lastbahn abstützen oder ganz als freitragenden Balken ausführen, der seitlich aus einer senkrechten Stützsäule auskragt.

Bei den einfachsten Auslegerkrahnen vermittelt die Lastwinde nur die senkrechte Lastbewegung, während der Ausleger selbst drehbar angeordnet wird, um die Last seitlich zu versetzen.

Je nach der Lage der Auslegerdrehachse unterscheidet man

- a. Schwenk- oder Drehkrahne mit senkrechter Drehachse,
- b. Wipp- oder Scherenkrahne mit wagerechter Kippachse.

Bei den Schwenk- oder Drehkrahnen bestreicht der Auslegerkopf eine wagerechte Kreisbahn, und die Last lässt sich nur in der Mantelfläche des vom Haken beschriebenen Kreiscylinders versetzen, wenn sie an einer fest im Auslegerkopf gelagerten Leitrolle hängt. Dies genügt für die meisten Krahne, die an Wasserläufen, Güterschuppen, Magazinen oder Speichern zum Verladen benutzt und je nach ihrem Aufstellungsort als Ufer- oder Hafenkrahne, als Schuppen-, Magazin-, Gebäude- oder Speicherkrahne bezeichnet werden.

Soll die Last innerhalb der ganzen vom Auslegerkopf bestrichenen Kreisfläche aufgenommen und versetzt werden können, so muss statt des einfach schräg oder gekrümmt aufsteigenden Auslegers eine galgenförmige Konstruktion mit Laufkatze auf der wagerechten Auslegerstrecke gewählt werden. Die Last wird alsdann an der Laufkatze aufgehängt und lässt sich theils durch Schwenken des Krahngerüsts, theils durch radiales Verschieben der Katze von einem Punkte des Arbeitsfeldes zu jedem beliebigen anderen bewegen. Hierbei kann man die Lastwinde entweder unmittelbar in die Laufkatze einbauen oder getrennt anordnen und nur die Windenkette über die Laufkatze zum Anhängen und Aufziehen der Last fortführen. Derartige Krahne werden vorzugsweise in Giessereien und Montirungswerkstätten benutzt und daher auch kurz als Giesserei- oder Montirungskrahne bezeichnet.

Drehkrahne mit fahrbarem Untergestell, sogenannte Rollkrahne, gestatten wechselnde Benutzung an verschiedenen Stellen. Für die Fahrbahn verwendet man Eisenbahnschienen, deren Spurweite mit Rücksicht auf die Standsicherheit der Krahnmachine womöglich grösser, als die Normalspur der gewöhnlichen Eisenbahnen, gewählt wird, wenn nicht ausdrücklich die Normalspur vorgeschrieben ist, wie z. B. für Krahne, die im Eisenbahndienst selbst auf der Strecke benutzt werden.

Für alle Schwenkkrahne ist die Auskragung des Auslegers soweit zu beschränken, wie es die zu erfüllenden Forderungen gestatten, weil mit der Länge des Auslegers die dynamischen Widerstände und die Bewegungsenergie der Schwenkung wachsen, der Krahne also sowohl bei Beginn, wie am Ende der Drehung schwieriger zu handhaben ist. Bei Uferkrahnen für Flussschiffe findet man Ausladungen bis zu 6 und 7 m, bei Hafenkrahnen für Seeschiffe meist 9 m, bisweilen aber auch 11 m. Die Riesen-Werftkrahne laden 30 bis 40 m, ja bisweilen noch weiter aus.

Die Wipp- oder Scherenkrahne bewegen die Last bei der wagerechten Lage der Auslegerdrehachse in einer senkrechten Ebene, und die Horizontalprojektion der Auslegerkopfbahn bestimmt den wagerechten Ortswechsel der Last. Die Last bewegt sich aber unter gleichzeitiger Veränderung der Höhenlage des Schwerpunktes der ganzen Konstruktion in aufsteigender oder in absteigender Richtung, wodurch ein beträchtlicher Mehraufwand an Arbeit entsteht, weil auch das Arbeitsvermögen der abwärts gerichteten Bahn nicht nutzbar gemacht werden kann, sondern durch Hemmung ver-

nichtet werden muss. Ausserdem ist der Drehwinkel der Scherenbäume ziemlich beschränkt, sodass die Schwenkkrahne im allgemeinen den Vorzug verdienen, und die Scherenkrahne nur wegen ihrer günstigeren Stabilitätsverhältnisse für aussergewöhnlich grosse Lasten und Hubhöhen in Betracht kommen. Man findet sie fast nur in Werften zum Bemasten der Schiffe, zum Einsenken von Kesseln und Maschinen in Seedampfer u. s. f. Für diese Zwecke werden Scherenkrahne auch bisweilen schwimmend auf eisernem Pontonunterbau ausgeführt, wenn ihr Arbeitsfeld durch Veränderlichkeit des Standortes vergrössert werden soll.

Während sich bei den Scherenkrahnen die Auslegerbäume meist gegen ein Fusslager auf dem Fundament abstützen, und die Neigung der Ausleger hauptsächlich verändert wird, um die Last in wagerechter Richtung zu versetzen, zum Heben und Senken derselben also dann eine zweite Winde erforderlich ist, deren Kette über die Auslegerkopffrolle läuft, finden sich auch einzelne Scherenkrahne ohne besondere Lastwinde, bei denen die Last ausschliesslich durch die Wippwinde der Ausleger gleichzeitig gehoben und in wagerechter Richtung versetzt wird. Schliesslich sind auch Wippkrahne mit hochliegender Drehachse für doppelarmige Auslegerhebel ausgeführt, die durch Drehbarkeit der Stützsäule oder des Gerüstunterbaues auf einer senkrechten Achse Wipp- und Schwenksystem miteinander verbinden. — Vergl. Fig. 81, S. 89 und die neueren Scherenkrahne von Bechem & Keetman.

Die Bühnenkrahne unterscheiden sich von den Schwenk- und Wippkrahnen dadurch, dass die Winde auf einer Bühne oder die Bühne selbst oder beide zusammen geradlinig, statt in einer Kreisbahn, verschoben werden, um die mit der Winde aufgenommene Last in wagerechter Richtung zu versetzen.

Die sogenannten Überlade- oder Bockkrahne der Eisenbahnen zum Verladen umfangreicher, grosser Lasten, bilden die einfachste Form der Bühnenkrahne. Hier dient ein wagerechter Träger, der auf dem Kopf zweier hoher Bockgestelle gelagert ist, als Bahn einer Laufkatze zum Aufnehmen und Umladen der Lasten von Landfuhrwerken auf Eisenbahnwagen oder umgekehrt. Die Last lässt sich nur in der Richtung der Laufkatzenbahn senkrecht zu den Bahngleisen versetzen; die Beweglichkeit der Fahrzeuge auf dem Schienenstrang oder parallel dazu, bietet einen Ersatz für die Verschiebbarkeit der Last in dieser Richtung. Aber mehrfach findet man auch die Bockkrahne als sogenannte Rollkrahne mit eigenen Laufrädern ausgerüstet, damit man ihren Aufstellungsort nach Bedarf wechseln kann.

Für die Bedürfnisse des Umladeverkehrs in Häfen, der sich zwischen Schiffen, Speichern und Eisenbahnwagen abwickelt, hat sich eine sehr zweckmässige Verschmelzung der Dreh- und Bockkrahne in der Form der sogenannten Portalkrahne herausgebildet. Das für diese Fälle meist fahrbar ausgeführte portalförmige Bockgestell überspannt die Eisenbahngleise am Quai, und trägt oben auf dem der Wasserseite zu gelegenen Gerüstpfeiler einen Schwenkkrahne, dessen Ausleger das Schiffdeck, die Geleise und den Ladesteg der Warenschuppen bestreicht.

Bühnenkrahne für Giessereien und Montierungswerkstätten erhalten stets doppelte Fahrbeweglichkeit für die Bühne und für die Laufkatze, weil sie jeden Punkt des Werkstättenraumes beherrschen sollen. Fast ausnahmslos wird die Bühnenfahrbahn auf den Mauerkronen des Gebäudes oder auf Säulen oder auf hochliegenden Konsolen angeordnet. Daher bezeichnet man auch die Krahne als Deckenlaufkrahne oder auch kurz als Laufkrahne, im Gegensatz zu den sonstigen fahrbaren Rollkrahnen, deren Fahrbarkeit nur für ihren Ortswechsel in Betracht kommt, während die Laufbewegung der Bühnenkrahne in Werkstätten in erster Linie für das beliebige Versetzen der Lasten im regelmässigen Betrieb unentbehrlich ist.

Eine neue Form der Bühnenkrahe ist durch die gesteigerten Anforderungen des Umladeverkehrs entstanden, für den unter Umständen das Ladegut nach dem Heben, ohne Zeitverlust, auf grosse Entfernungen horizontal fortzuschaffen ist, bevor es wieder abgesetzt und aufgestapelt wird. Hier nehmen die Bühnen durch ihre grosse Länge den Charakter von Hochbahnen an. Ich habe deshalb für diese neuen Hebe- und Transportvorkehrungen die Bezeichnung „Hochbahnkrahe“ gewählt.

Der Krahnbetrieb wird auch heute noch in zahlreichen Fällen mit Kurbel oder Haspelrad durch Handarbeit vermittelt. Da, wo die Häufigkeit der Benutzung, die Grösse der Lasten oder die Anforderungen an die stündliche Leistungsfähigkeit ergiebiger Kraftquellen verlangen, treten pneumatischer, hydraulischer, elektrischer und Dampf- oder Petroleummotorbetrieb in Wettbewerb. Die hydraulischen Anlagen mit Treibkolben sind eingehend im sechsten Abschnitt des zweiten Bandes behandelt und dort auch einige Beispiele des verhältnissmässig seltenen pneumatischen Betriebes mitgeteilt, die sich auf Krahe übertragen lassen. Hier haben wir uns, ausser mit den Handkrahnen, mit den zahlreichen Ausführungen von elektrischen und Dampfkrahnen zu beschäftigen, die mit Räderwinden arbeiten.

Während für Krahe, die in oder unmittelbar an Gebäuden mit Wellentransmissionen stehen, zum Theil die vorhandene Krafttransmission ausgenutzt wird, und vor allem die meisten der älteren Bühnenkrahe in Giesereien und Montirungshallen auf diese Weise betrieben sind, werden stark benutzte, im Freien stehende Krahe an grossen Umladeplätzen schon seit langer Zeit mit eigenen Dampfmaschinen ausgerüstet. Die Verwendung von eigenen Motoren hat aber seit Einführung des elektrischen Betriebes ausserordentlich rasch zugenommen und tritt für alle Neuanlagen fast ausnahmslos in den Vordergrund.

Für die Krahe mit einem einzigen Motor, in denen alle Arbeitsbewegungen, Lastheben, Schwenken und Fahren durch mechanische Wendegetriebe und Zwischentransmissionen von einer Hauptwelle abgezweigt werden, beeinflusst die Wahl des Motors die allgemeine Triebwerkanordnung verhältnissmässig wenig, denn die Wendegetriebewelle kann ebenso gut von einer Fabriktransmission, wie von einem Elektromotor, oder auch von einer besonderen Dampfmaschine in Thätigkeit gesetzt werden.

Die Vorzüge des elektrischen Betriebes sind erst zur vollen Geltung gekommen, seitdem die leichte Energievertheilung mittelst einfacher Leitungen, der geringe Platzbedarf der Motoren, ihre einfache Umsteuerbarkeit voll gewürdigt sind und dem Mehrmotoren-System mit getrenntem Antrieb der einzelnen Arbeitsbewegungen Eingang verschafft haben. Erst in dieser Bauart haben die elektrischen Krahe selbstständige Konstruktionsformen angenommen, die sich durch wesentliche Beschränkung der mechanischen Krafttransmission auszeichnen und mit der vereinfachten Gesamtanordnung auch gleichzeitig die Bedienung vereinfachen. Dazu gesellen sich die Fortschritte, welche die Elektrotechnik auf dem Gebiet der Geschwindigkeitsregulirung und der Bremssteuerungen gezeitigt hat, in Verbindung mit dem allgemeinen Vorzug, dass sich im elektrischen Betrieb der Energieverbrauch ohne weiteres der Grösse der Leistung anpasst. Diese Eigenschaften kommen auch dem Einmotorenbetrieb zu gute.

Die nachfolgenden Beispiele bilden im Verein mit dem fünften Abschnitt im zweiten Bande, der die wissenschaftlichen Grundlagen des elektrischen Betriebes und die rein elektrischen Konstruktionselemente enthält eine reichhaltige Sammlung der verschiedenartigen Ausführungen.

Zu betonen ist, dass sich die Einrichtung des elektrischen Betriebes für Krahe im allgemeinen einfacher gestaltet, als für Aufzüge, weil der Krahnführer von seinem Standort an den Steuerapparaten die Lastbahn

übersehen kann. Unter diesen Umständen darf man eher auf eine sachgemässe und urtheilsfähige Bedienung rechnen, und es sind ausser Nebenschluss- und Drehstrommotoren auch Hauptstrommotoren zulässig, deren Steuerung nur etwas grössere Aufmerksamkeit verlangt, weil sie mit geringer Belastung zum Durchgehen neigen. Ja, diese Motoren werden im Krahnbetrieb selbst für die Lastwinden ganz besonders gern angewendet, weil sie sich durch ein kräftiges Anzugmoment auszeichnen und kleine Lasten schnell, grosse langsamer heben, sich also den Arbeitsbedürfnissen selbstthätig anpassen.

Für grosse Centralanlagen giebt man im allgemeinen den Gleichstrommaschinen den Vorzug, weil sie ohne weiteres die Einschaltung von sogenannten Pufferbatterien gestatten, die einen willkommenen Ausgleich für die stark schwankenden Energieentnahmen bilden und unter Umständen in den schwachen Verkehrsstunden allein genügen.

Inbezug auf Einfachheit der Energievertheilung ist der elektrische Betrieb auch dem hydraulischen überlegen, denn er gestattet die Kraftvertheilung ohne Rücksicht auf Schutz gegen Frost, unabhängig vom Baugrund und von den Terrainverhältnissen, ohne nennenswerthe Verluste auf grosse Entfernungen durch oberirdische oder unterirdische Leitungen vorzunehmen und verlangt nur zuverlässige Isolirung. Die Kabel lassen sich an Ort und Stelle nach jeder Richtung biegen, krümmen, verzweigen und auch in fertigen Bauten ohne jede Schwierigkeit verlegen.

Trotz dieser Vorzüge ist aber die Zeit für die Alleinherrschaft der elektrischen Anlagen noch nicht gekommen, und vor allem werden ortsveränderliche Dampfkrahne, ein zwar beschränkteres, aber immerhin nicht unbedeutendes Anwendungsgebiet behalten. Auch heute noch werden zahlreiche neue Dampfkrahne für Plätze geliefert, wo die Möglichkeit elektrischen Anschlusses vorliegt, und die Elektrizität muss es sich hie und da gefallen lassen, in den Dienst der Hydraulik zu treten, um nur Pumpen anzutreiben, während die Hebemaschinen selbst mit Druckwasser arbeiten, weil der Konstrukteur nicht auf die hervorragende Sicherheit der hydraulischen Steuerung verzichten will oder für grosse Lasten alles laufende Seil- und Kettenwerk zu vermeiden wünscht, oder weil die Rentabilitätsberechnung in einzelnen Fällen zu Ungunsten des rein elektrischen Betriebes spricht.\*)

Wir beginnen mit den Einzeltheilen der Drehkrahne.

### **β. Berechnung der Grundplatten freistehender Drehkrahne mit Zubehör.**

Die Grundplatten freistehender Krahne mit fester Säule werden kreisförmig oder sternförmig, Fig. 447, S. 517, mit gleichmässig im Umkreis vertheilten Ankern und einer Nabe für den Krahnssäulenfuss in der Mitte, ausgeführt. Die Grundplatte nimmt das Kippmoment des Krahns auf und wird auf Biegung beansprucht, indem auf der abwärts gedrückten Seite der Druckwiderstand des Fundamentmauerwerks, auf der anderen Seite der Zugwiderstand der Anker dem Aufkippen entgegenwirkt.

\*) Hydraulische Aufzüge mit elektrischem Betrieb für die Presspumpen werden noch jetzt in nicht geringer Zahl vor allem von Stigler in Mailand ausgeführt. Ein Beispiel für einen grossen Giesserei-Laufkrahne mit einem Elektromotor auf der Bühne zum Antreiben der dort aufgestellten Presspumpen für die hydraulische Hebemaschine der Giesspfanne liefert der 50 t-Krahne von Morgan, Iron Age, Juli 1895 und hiernach Dingler 1896, Bd. 301, S. 58. — Die Krahne und Aufzüge der 1898 vollendeten neuen Werft- und Hafenanlagen in Köln werden hydraulisch betrieben, und die Ausnutzung der elektrischen Energie ist auf den Antrieb der Presspumpen beschränkt, weil sich nach eingehenden Voranschlägen der rein elektrische Betrieb für die dortigen Verhältnisse mit dem freilich für Hebemaschinen sehr wenig geeigneten einphasigen Wechselstrom der Kölner Centrale wesentlich theurer gestaltet haben würde. Vergl. Band II, S. 729 u. f.

- Bezeichnet  $G_1$  die grösste Nutzlast am Auslegerkopf,  
 $b_1$  ihren Abstand von der Krahnssäulenachse,  
 $G_2$  das Gesamtteigengewicht der Konstruktion, einschliesslich der Grundplatte,  
 $b_2$  den Abstand der Schwerlinie des Eigengewichts von der Krahnssäulenachse,  
 $Q = G_1 + G_2$  das Gesamtgewicht der Konstruktion einschliesslich der Nutzlast,  
 $Qa = G_1 b_1 + G_2 b_2$  das resultierende Kippmoment, wobei das negative Vorzeichen von  $b_2$  den Fall berücksichtigt, dass die Eigengewichtsresultante durch ein Gegengewicht für den Ausleger hinter die Krahnssäule fällt,  
 $n$  die Anzahl der Anker,

so wird die Grundplatte, ausser durch das Kippmoment  $Qa = G_1 b_1 + G_2 b_2$  noch durch  $Q$  belastet. Diese Kraft wirkt in der Mitte der Grundplatte, weil auch das Gewicht aller exzentrischen Lasten des beweglichen Krahnobergestells durch die Krahnssäule auf die Mitte der Platte übertragen wird. Jedes Ankerfeld wird daher ausser durch die Kippwirkung noch durch die gleichmässig vertheilte Kraft  $\frac{Q}{n}$  belastet.

Den nachfolgenden Untersuchungen ist, mit Rücksicht auf die Möglichkeit zuverlässiger Rechnung, die jederzeit durch passende Konstruktionsformen erfüllbare Voraussetzung zu Grunde gelegt, dass die Platte nur in der unmittelbaren Umgebung der Ankerlöcher mit ringförmigen, zur Ankermitte concentrischen Stützflächen aufruft und im übrigen frei liegt. In diesem Fall überträgt sich von der Plattenbelastung  $Q$  in der Mitte je  $\frac{Q}{n}$  unmittelbar auf die Auflagerfüsse der Ankerstellen. Die Anstrengung des Plattenmaterials ist im Entwurf niedrig zu wählen, um die weitere Annahme möglichst angenähert zu erfüllen, dass die Auflagerebene durch das Kippmoment sich nur neigt, ohne sich zu krümmen. Schliesslich ist dafür zu sorgen, dass alle Anker beim Montiren durch denselben Arbeiter mit demselben Schlüssel möglichst gleichmässig angezogen werden, damit die in der Rechnung zu berücksichtigende ursprüngliche Spannung der Anker vor dem Belasten des Krahns als überall gleich gross eingeführt werden kann. Die Anker sind hierbei so weit anzuziehen, dass die Auflagerfuge, bei voll belastetem Krahne, im äusseren Umfange geschlossen bleibt.

Die Drehachse des äusseren Kippmoments  $Qa$  liegt in der Auflagerfläche der Grundplatte, senkrecht zur Krahnssnabelebene und geht durch den Fusspunkt der Krahnssäulenachse, d. h. durch den Schwerpunkt des Plattengrundrisses.

Unter der vorangestellten Voraussetzung, dass die Auflagerebene der Platte auch nach eingetretener Kippwirkung noch eben bleibt, kann das äussere Kippmoment  $Qa$  durch eine Reihe von Einzelkräften in den einzelnen

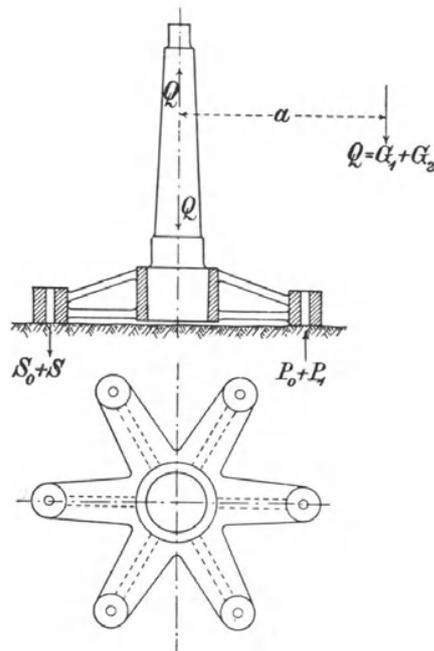


Fig. 447.

Ankerstellen ersetzt werden, die in symmetrisch zur Schwerpunktsachse liegenden Ankerstellen auf verschiedenen Seiten der Achse gleich gross und entgegengesetzt gerichtet sind, sich untereinander verhalten, wie ihre Abstände von der Achse und durch die Summe ihrer Momente in bezug auf die Achse, sowie hinsichtlich des Drehsinnes gleichwerthig mit  $Qa$  sind. Alsdann bleibt zu untersuchen, welche Verhältnisse sich hieraus für die Stützkkräfte der Anker und des Mauerwerks ergeben.\*)

Bezeichnet:  $S_0$  die Montirungsbelastung eines Fundamentankers durch das Anziehen seiner Mutter beim Aufstellen des Krahn,

$P_0$  den Druck des zugehörigen Stützfusses gegen das Mauerwerk durch die Montirungsbelastung des Ankers und durch die gleichmässige Druckvertheilung der Mittelbelastung der Platte  $Q$ , also

$$P_0 = S_0 + \frac{Q}{n},$$

$S$  die zusätzliche Ankerbelastung durch das Krahnkippmoment an derselben Stelle,

$\varepsilon_s$  die spezifische Ankerdehnung durch die Einwirkung von  $S$ ,

$\alpha_s$  den Dehnungskoeffizienten des Ankers  $= \frac{1}{E_s}$ , wenn  $E_s$  der Elasticitätsmodulus des Schmiedeeisens ist,

—  $P$  die Entlastung des Mauerklotzes unter dem Stützfuss infolge der Ankerdehnung  $\varepsilon_s$ ,

$\alpha_m$  den Dehnungskoeffizienten des Mauerwerks  $= \frac{1}{E_m}$ , wenn  $E_m$  sein Elasticitätsmodulus ist,

$f$  den Ankerquerschnitt,

$F$  den Querschnitt des gedrückten Mauerklotzes, soweit der Einfluss der Grundplattenbelastung um den Anker reicht,

$P_1$  die zusätzliche Druckbelastung, welche durch das Krahnkippmoment auf der Druckseite in einem Stützfuss auftritt, der in bezug auf die Schwerpunktsachse symmetrisch zu dem Anker mit der Kippbelastung  $S$  liegt, so dass

$$P_1 = S \text{ ist,}$$

$S_1$  die an dieser Stelle durch den Druck  $P$  auf den Mauerklotz im Anker auftretende Entlastung der ursprünglichen Montirungsbelastung,

$\varepsilon_m$  die spezifische Dehnung, d. h. die verhältnissmässige Verkürzung des Mauerklotzes unter der Einwirkung von  $P_1$ ,

$$\text{so ist:} \quad S = \frac{\varepsilon_s}{\alpha_s} f \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{287 a.}$$

$$P = \frac{\varepsilon_s}{\alpha_m} F \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{287 b.}$$

ferner die Gesamtbelastung des Ankers nach dem Auftreten des Kippmomentes

$$S_0 + S = S_0 + \frac{\varepsilon_s}{\alpha_s} f$$

\*) Die Grundgedanken der Rechnung sind von R. Bredt in der Z. d. V. d. Ing. 1887, S. 460, kurz angedeutet. Siehe ferner Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., Fussnote S. 148 u. f.

und der hierbei noch verbleibende Stützdruck des Mauerwerks gegen die Ankerstelle

$$P_0 - P = S_0 + \frac{Q}{n} - \frac{\epsilon_s}{\alpha_m} F.$$

Mithin die resultierende, abwärtsgerichtete Kraft in der Ankerstelle, welche dem Aufkippen der Platte entgegenwirkt und das zugehörige Plattenfeld biegend belastet,

$$S_0 + S - P_0 + P = S + P - \frac{Q}{n} = \epsilon_s \left( \frac{f}{\alpha_s} + \frac{F}{\alpha_m} \right) - \frac{Q}{n} \quad \text{288.}$$

Andererseits folgt für die symmetrisch liegende Ankerstelle auf der gegenüberliegenden Seite der Schwerpunktsachse:

$$P_1 = \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F \quad \text{289 a.}$$

$$S_1 = \frac{\epsilon_m}{\alpha_s} f \quad \text{289 b.}$$

also die Gesamtbelastung des Mauerwerks unterhalb des Stützfußes an dieser Stelle nach dem Auftreten des Kippmoments

$$P_0 + P_1 = S_0 + \frac{Q}{n} + \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F \quad \text{290.}$$

und die gleichzeitig noch vorhandene Belastung des zugehörigen Ankers

$$S_0 - S_1 = S_0 - \frac{\epsilon_m}{\alpha_s} f.$$

Hiernach ist die resultierende, aufwärts gerichtete Stützkraft, welche dem Kippen der Platte entgegenwirkt und das zugehörige Plattenfeld biegend belastet,

$$P_0 + P_1 - S_0 + S_1 = S_1 + P_1 + \frac{Q}{n} = \epsilon_m \left( \frac{f}{\alpha_s} + \frac{F}{\alpha_m} \right) + \frac{Q}{n} \quad \text{291.}$$

Da  $\epsilon_s$  nach der oben aufgestellten Begriffsbestimmung gleich der spezifischen Dehnung des Ankers unter der Einwirkung von  $S$  und deshalb auch gleich der hierbei eintretenden Wiederausdehnung des beim Montieren zusammengedrückten Mauerklotzes ist, während  $\epsilon_m$  die spezifische Verkürzung eines entsprechenden Mauerklotzes unter der Druckeinwirkung von  $P_1$  bedeutet, folgt schliesslich, weil ausserdem  $S = P_1$  ist,

$$\epsilon_s = \epsilon_m \quad \text{292.}$$

Nach Gleichung 288 und 291 ist ferner mit  $\epsilon_s = \epsilon_m$

$$S + P = S_1 + P_1 = \epsilon_s \left( \frac{f}{\alpha_s} + \frac{F}{\alpha_m} \right) = \epsilon_m \left( \frac{f}{\alpha_s} + \frac{F}{\alpha_m} \right) \quad \text{293.}$$

$S + P$  und  $S_1 + P_1$  stellen die Stützkraften der Platte dar, welche durch das äussere Kippmoment in zwei symmetrisch zur Schwerpunktsachse liegenden Ankerstellen auf entgegengesetzten Seiten der Achse auftreten. Diese fallen nach dem Vorstehenden, den Eigenschaften eines Kräftepaars entsprechend, gleich gross aus und sind von ebenfalls unter sich gleichen Dehnungen, bezw. Verkürzungen der Fundamentmauerklötze begleitet. So lange die Platte selbst starr und ihre Auflagerfläche eben bleibt, wachsen die Deformationen des Mauerwerks mit der Entfernung der Stützpunkte von der Schwerpunktsachse und damit in gleichem Verhältniss auch die Stützkraften. Die für das äussere Kippmoment als Drehachse angenommene Schwerpunktsachse des Plattengrundrisses senkrecht zur Krahnschnabelebene ist also auch gleichzeitig die Momentenachse der Grundplatte, und die Stützkraften selbst bestimmen sich, wie weiter unten im einzelnen berechnet,

unmittelbar aus den Momentengleichungen für diese Achse. Durch die zusätzliche, von der Kraft  $Q$  in der Plattenmitte herrührende Druckbelastung  $\frac{Q}{n}$  der einzelnen Stützflächen um die Ankerlöcher, vermindern sich die Biegungskräfte, welche durch die gezogenen Anker ausgeübt werden, um je  $\frac{Q}{n}$ , wogegen sich die Widerlagdrucke des Mauerwerks in der anderen Plattenhälfte um je  $\frac{Q}{n}$  erhöhen, d. h. es verschiebt sich die Plattenkipkachse von  $M$ , Fig. 448, nach  $N$  um  $x$ , nach der Seite der beanspruchten Anker,

wobei  $x = \frac{y \frac{Q}{n}}{S + P}$ , wenn  $y$  den normalen Abstand des in Rechnung gestellten Ankers von der Schwerpunktachse der Platte bezeichnet.

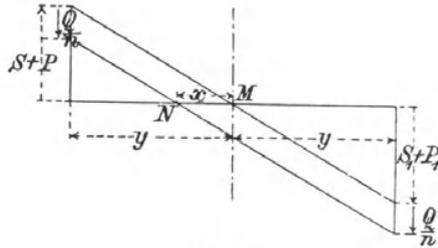


Fig. 448.

Lagert man die Krahnpfanne mit ihrer ganzen Grundfläche auf das Mauerwerk, statt einzelne mit den Ankerlöchern konzentrische Stützflächen anzuwenden, so wird die Lage ihrer Kippachse und damit die Grösse der Platten- und Ankerkräfte von den Dehnungskoeffizienten der Anker und des Mauerwerks abhängig. Der Dehnungskoeffizient schwankt je nach dem Material und der Belastung in weiten Grenzen.

Eine allgemeine theoretische Berechnung der Kräfte ist in der Z. d. V. d. Ing. 1887, S. 341 und 460 von Autenrieth veröffentlicht. Für den Dehnungskoeffizienten von Keupersandstein fand Bauschinger, je nach der Grösse des spezifischen Druckes 1:75000 bis 1:60000. C. Bach ermittelte aus einer grösseren Reihe durchgeführter Versuche, dass der Koeffizient der federnden Zusammendrückung für Beton 1:380000 bzw. 1:230000 entspricht, falls die Belastungstufen zwischen 0 und 8 oder zwischen 0 und 40 kg/qcm gewählt werden. Die bleibende Zusammendrückung betrug hierbei 1:12 bis 1:4 der federnden, je nach den angegebenen Belastungsgrenzen und der Zusammensetzung des Betons. Der Dehnungskoeffizient wächst mit zunehmender Spannung. Beton verhält sich hiernach wie Guss-eisen.

#### Bestimmung der Kippstützkräfte für Platten mit verschiedener Ankerzahl.

Für alle nachstehenden Einzelfälle bezeichnet:

- $r$  den Halbmesser des Kreises, auf welchem die Ankerlöcher vertheilt liegen,
- $A_1, A_2$  u. s. f. die durch das äussere Kippmoment  $Qa$  in den Ankerstellen hervorgerufenen Stützkräfte, welche sich, nach den vorangegangenen Untersuchungen, theils als Zugkräfte in den Ankern, theils als Widerlagdrucke des Mauerwerks äussern und in symmetrisch liegenden Punkten auf entgegengesetzten Seiten der Schwerpunktachse des Plattengrundrisses senkrecht zur Krahnschnabelebene gleich gross und entgegengesetzt gerichtet ausfallen,
- $y_1, y_2$  u. s. f. die zugehörigen Abstände der Ankerpunkte von der eben erwähnten Schwerpunktachse,
- $B_1, B_2$  u. s. f. die resultirenden Stützkräfte aus den Kippreaktionen und der gleichmässig über alle Ankerpunkte vertheilten Belastung der Grundplatte durch das Gesamtgewicht  $Q$  der Konstruktion, einschliesslich der grössten Nutzlast,

$\beta$  den Winkel der Krahnschnabelebene mit dem Plattendurchmesser, der die beiden dieser Ebene zunächst liegenden Anker verbindet,

$M_b$  das Biegemoment der für die Plattenberechnung in Betracht kommenden Kräfte  $B$ .

**Grundplatte mit 4 Ankern.**

Mit Bezug auf die vorstehenden Bezeichnungen folgt aus Fig. 449

$$Qa = A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_4 y_4$$

oder da

$$y_1 = y_3, y_2 = y_4 \text{ und } A_1 = A_3, A_2 = A_4$$

$$Qa = 2 (A_1 y_1 + A_2 y_2).$$

Bezeichnet  $A^1$  die ideelle Reaktion im Abstände  $l$  von der Momentenachse, so ist

$$A_1 = A^1 y_1 \text{ und } A_2 = A^1 y_2$$

$$Qa = 2 A^1 (y_1^2 + y_2^2) = \frac{2 A^1}{y_1} (y_1^2 + y_2^2) = \frac{2 A^1}{r \cos \beta} (r^2 \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 \beta)$$

$$A_1 = \frac{Qa \cos \beta}{2r} \dots \dots \dots \mathbf{294.}$$

Dieser Werth wird am grössten für  $\beta = 0$ , d. h. wenn der Ausleger über dem Anker steht.

$$(\max) A_1 = \frac{Qa}{2r} \dots \dots \dots \mathbf{295.}$$

Ebenso gross ist — (max)  $A_3$ .

Demnach, da jede Ankerstelle noch mit  $\frac{Q}{4}$  belastet ist,

$$(\max) B_1 = Q \left( \frac{a}{2r} + \frac{1}{4} \right) \dots \dots \dots \mathbf{296.}$$

$$\text{und } -(\max) B_3 = Q \left( \frac{a}{2r} - \frac{1}{4} \right) \dots \dots \dots \mathbf{297.}$$

Für sternförmige Platten liegt der gefährliche Querschnitt der Arme an der Nabe. Der erforderliche Armquerschnitt ermittelt sich aus dem Biegemoment der vorstehenden Kräfte  $B_1$  und  $B_3$ , deren Hebelarm gleich dem Abstand der Anker von der Nabe ist.

Bei vollen Platten rückt der gefährliche Querschnitt nach der Plattenmitte zu. Etwaige Brüche pflegen daher auch durch die Endpunkte eines Durchmessers und um die Nabe zu verlaufen, deren Widerstandsfähigkeit den Bruchquerschnitt in der mittleren Strecke ablenkt, wie in Fig. 450 angedeutet ist. Als Biegungskräfte kommen hier nach die äusseren Kräfte in Betracht, welche die Bruchhälfte der Platte, mit Ausschluss der Nabe, belasten.

Für die Berechnung darf mit genügender Genauigkeit die mittlere Strecke des Bruchquerschnitts um den Nabenfuss durch die ideelle, kürzere, geradlinige Fortsetzung in der ursprünglich diametralen Richtung ersetzt werden, d. h. man betrachtet die Platte so, als wären Nabe und Nabenloch überhaupt nicht vorhanden und statt dessen der Querschnitt der Platte von



Fig. 449.

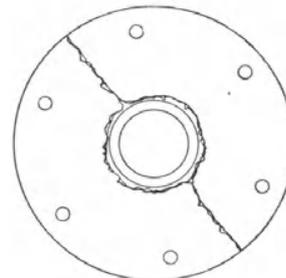


Fig. 450.

aussen bis zur Mitte gleichmässig fortgesetzt, wobei dann für das Biegemoment, inbezug auf den Durchmesser als Neutralachse, nur die Stützkkräfte der Plattenhälfte ausserhalb der Nabe in Ansatz gebracht werden. Bei diesem Näherungsverfahren liefert die Rechnung sowohl für die Biegemomente, wie für die grössten Anstrengungen, verschieden grosse Werthe, je nachdem man die Momentengleichung für den gefährlichen Querschnitt aus der Belastung der aufwärts- oder der abwärtsgebogenen Plattenhälfte aufstellt.\*) Im Interesse der Sicherheit der Konstruktion ist dasjenige Moment für die Ermittlung der erforderlichen Querschnittsabmessungen zu benutzen, das die grössten Anstrengungen für die gezogenen Fasern in der zugehörigen Plattenhälfte erzeugt. Bei unsymmetrischen Plattenquerschnitten mit einseitigen Versteifungsrippen kann unter Umständen hierfür das kleinere Moment massgebend sein.

Liegt eine Versteifungsrippe in der diametralen Richtung des gefährlichen Querschnitts, so ist selbstverständlich nur die ausserhalb der Rippe vorhandene Plattenstärke für die Widerstandsfähigkeit des gefährlichen Querschnitts massgebend, weil der Bruch dann hart an der Rippe erfolgen würde.

Unter den vorstehenden Annahmen ist das Biegemoment des diametralen Querschnitts einer Platte mit vier Ankern, wenn der Ausleger gerade über einem Anker steht, mit  $\beta = 0^\circ$

$$M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} \pm \frac{1}{4} \right) \dots \dots \dots 298.$$

und falls der Ausleger mitten zwischen zwei Ankern steht, mit  $\beta = 45^\circ$

$$M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} + 0,353 \right) \dots \dots \dots 299.$$

Hiernach tritt für die aufwärts gebogene Plattenhälfte im zweiten Fall das grössere Moment auf, für die abwärts gebogene im ersten Fall.

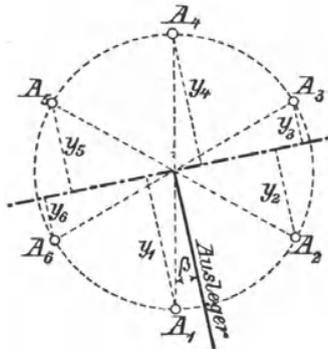


Fig. 451.

**Grundplatte mit 6 Ankern.**

Unter Berücksichtigung der gleichen Werthe  $y_1 = y_4, y_2 = y_5, y_3 = y_6$ , Fig. 451, und der daraus folgenden Gleichheit  $A_1 = A_4, A_2 = A_5, A_3 = A_6$  ist

$$Qa = 2(A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_6 y_6).$$

In Beziehung zu einer ideellen Stützkraft  $A^1$  im Abstände 1 von der Momentenachse ist

$$A_1 = A^1 y_1, A_2 = A^1 y_2, A_6 = A^1 y_6$$

$$\text{also } Qa = 2 A^1 (y_1^2 + y_2^2 + y_3^2) = \frac{2 A_1}{y_1} (y_1^2 + y_2^2 + y_6^2)$$

$$Qa = \frac{2 A_1}{r \cos \beta} (r^2 \sin^2(30^\circ - \beta) + r^2 \cos^2 \beta + r^2 \sin^2(30^\circ + \beta))$$

$$A_1 = \frac{Qa \cos \beta}{2r [\sin^2(30^\circ - \beta) + \cos^2 \beta + \sin^2(30^\circ + \beta)]}$$

\*) Diese Verschiedenheit verschwindet bei strenger Rechnung, wenn man, dem Schnitt durch die Mitte entsprechend, ausser den Stützkräften im Umfang der Plattenhälfte auch noch die senkrechte und wagerechte Belastung jeder Nabenhälfte durch das Gewicht der belasteten Krahsäule und durch ihr Kippmoment als mit zur Plattenhälfte gehörig berücksichtigt. Die schärfere Rechnung hätte dann aber gleichzeitig den Einfluss der Versteifung des Bruchquerschnitts durch die Nabe u. s. f. rechnerisch zu verfolgen. Diese Untersuchungen gehen über das praktische Bedürfniss hinaus.

Bildet man die erste Ableitung der rechten Seite nach  $\beta$ , so wird diese = 0 für  $\beta = 0^0$ , d. h.  $\beta = 0^0$  liefert den grössten Werth von  $A_1$ , und da  $\cos 0^0 = 1$   $\sin 30^0 = \frac{1}{2}$ .

$$\begin{aligned} & (\max) A_1 = \frac{Qa}{3r} \\ \text{und ebenso} & \quad - (\max) A_4 = \frac{Qa}{3r} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{300.}$$

Durch die zusätzliche Belastung jedes Ankerpunktes mit  $\frac{Q}{6}$  erhalten wir

$$\begin{aligned} & (\max) B_1 = Q \left( \frac{a}{3r} + \frac{1}{6} \right) \\ \text{und} & \quad - (\max) B_4 = Q \left( \frac{a}{3r} - \frac{1}{6} \right) \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{301.}$$

als Biegungsbelastungen zur Berechnung der Arme eines sechsarmigen Grundplattensternes.

Für geschlossene Platten mit 6 Ankern berechnet sich das Biegemoment der aufwärts gebogenen Plattenhälfte näherungsweise, wenn der Ausleger über einem Anker steht, d. h.  $\beta = 0^0$  ist, da in diesem Fall  $A_2 = A_6 = \frac{A_1}{2}$  und ihr Hebelarm =  $r$

$$M_b = Q \left( \frac{a}{3r} + \frac{1}{6} \right) r + 2 Q \left( \frac{a}{6r} + \frac{1}{6} \right) \frac{r}{2}$$

$$\begin{aligned} & M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} + \frac{1}{3} \right) \\ \text{und für die abwärts gebogene Plattenhälfte} & \quad \left. \begin{aligned} & M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} - \frac{1}{3} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \quad \mathbf{302.} \end{aligned}$$

Steht der Ausleger mitten zwischen zwei Ankern, so wird

$$M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} \pm 0,29 \right) \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{303.}$$

**Grundplatte mit 8 Ankern.**

Aus Fig. 452 folgt unter Berücksichtigung der paarweise gleichen Werthe

$$\begin{aligned} A_1 y_1 &= A_5 y_5, & A_2 y_2 &= A_6 y_6, & A_3 y_3 &= A_7 y_7, \\ & & A_8 y_8 &= A_4 y_4, \end{aligned}$$

$$Qa = 2 (A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_8 y_8).$$

Im Verhältniss zu einer ideellen Stützkraft  $A^1$  im Abstände 1 von der Plattenmitte ist

$$\begin{aligned} A_1 &= A^1 y_1, & A_2 &= A^1 y_2, & A_3 &= A^1 y_3, & A_8 &= A^1 y_8, \\ \text{also} & \quad Qa &= 2 A^1 (y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_8^2) \end{aligned}$$

oder auch

$$\begin{aligned} Qa &= \frac{A_1}{y_1} (y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_8^2) \\ &= \frac{2 A_1}{r \cos \beta} [r^2 \cos^2 \beta + r^2 \sin^2 (45^0 + \beta) + r^2 \sin^2 \beta + r^2 \cos^2 (45^0 + \beta)] \\ & \quad A_1 = \frac{Qa \cos \beta}{4r}. \end{aligned}$$

Dieser Werth wird am grössten für  $\beta = 0^0$  und zwar

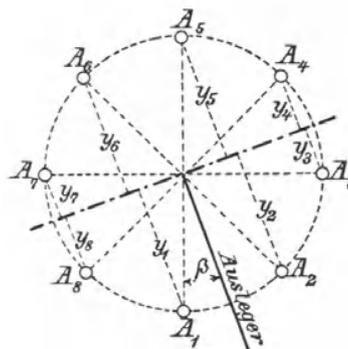


Fig. 452.

$$\begin{aligned} & (\max) A_1 = \frac{Qa}{4r} \Big\} \dots \dots \dots 304. \\ \text{und} & \quad - (\max) A_3 = \frac{Qa}{4r} \Big\} \end{aligned}$$

Aus der gleichmässigen Vertheilung der centralen Grundplattenbelastung  $Q$  auf die 8 Ankerstellen folgen die grössten resultirenden Biegungskräfte in den Ankeraugen, zur Berechnung sternförmiger Platten,

$$\begin{aligned} \text{aufwärts gerichtet} & \quad (\max) B_1 = Q \left( \frac{a}{4r} + \frac{1}{8} \right) \Big\} \dots \dots \dots 305. \\ \text{abwärts gerichtet} & \quad - (\max) B_3 = Q \left( \frac{a}{4r} - \frac{1}{8} \right) \Big\} \end{aligned}$$

Für geschlossene Platten treten 3 Anker in jeder Plattenhälfte gleichzeitig in Thätigkeit, wenn der Ausleger über einem Anker steht. Aus der Gleichheit der Stützkkräfte  $A_2 = A_8 = A_4 = A_6$  für  $\beta = 0^\circ$  und aus dem Werth  $A_2 = A_1 \sin 45^\circ$ , wirksam am Hebelarm  $r \sin 45^\circ$  in bezug auf die Momentenachse, folgt für die aufwärts gebogene Plattenhälfte:

$$M_b = Q \left( \frac{a}{4r} + \frac{1}{8} \right) r + 2 Q \left( \frac{a \sin 45^\circ}{4r} + \frac{1}{8} \right) r \sin 45^\circ$$

$$M_b = Qr \left[ \frac{a(1 + 2 \sin^2 45^\circ)}{4r} + \frac{1 + 2 \sin 45^\circ}{8} \right]$$

$$M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} + 0,3 \right) \Big\}$$

und für die abwärts gebogene Plattenhälfte 306.

$$M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} - 0,3 \right) \Big\}$$

Für den Fall, dass der Ausleger mitten zwischen zwei Ankern steht, ist das Biegemoment für die Plattenmitte

$$M_b = Qr \left( \frac{a}{2r} \pm 0,33 \right) \dots \dots \dots 307.$$

#### Schlussresultate für $n$ Anker.

Die vorstehenden Resultate lassen erkennen, dass die grössten Stützdruke in zwei diametral gegenüberliegenden Ankerstellen auftreten, sobald die Krahnachse durch die Ankerstellen geht, und zwar ist ganz allgemein für die üblichen geraden Ankerzahlen

$$(\max) B = Q \left( \frac{2a}{nr} \pm \frac{1}{n} \right) \dots \dots \dots 308.$$

Das positive Zeichen gilt für die aufwärts gerichtete Stützkraft des Mauerwerks auf der Auslegerseite, das negative Zeichen für den Ankerzug auf der gegenüberliegenden Seite.

Bezeichnet für sternförmige Grundplatten

$l$  den Abstand der Anker von der Nabe,

$\Theta$  das Trägheitsmoment des Armquerschnitts an der Nabe,

$e$  den Abstand der durch Biegung gedehnten, äussersten Faser von der Neutralachse des Querschnitts,

$k_b$  die zulässige Biegeanstrengung,

so ist

$$\frac{\Theta}{e} \geq Q \left( \frac{2a}{nr} \pm \frac{1}{n} \right) \frac{l}{k_b} \dots \dots \dots 309.$$

Da die gedehnte Faser in dem aufwärts gebogenen Arm unten, in dem abwärts gebogenen Arm oben liegt, ist bei unsymmetrischen Armquerschnitten,

wie bereits oben bemerkt, zu prüfen, ob die Bedingung für beide Arme, d. h. für das positive und für das negative Vorzeichen von  $\frac{1}{n}$  erfüllt wird. Für Armquerschnitte, deren Neutralachse gleichzeitig eine Symmetrieachse ist, bleibt das positive Vorzeichen allein entscheidend, weil im übrigen die Arme, mit Rücksicht auf das Krahnenschwenken, unter sich übereinstimmend hergestellt werden.

Entgegen dem herrschenden Gebrauch sind symmetrische Armquerschnitte, die den entgegengesetzten Biegungrichtungen der hinsichtlich ihrer Grösse wenig verschiedenen Momente Rechnung tragen, den üblichen Querschnitten mit einseitiger Rippe vorzuziehen. Für Gusseisen ist, vollkommen symmetrischer  $\bar{\Gamma}$ -Querschnitt vorausgesetzt,

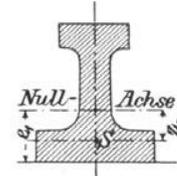


Fig. 453.

$$k_b \leq 250 \text{ kg/qcm anzunehmen} \dots \dots \dots \text{ 310.}$$

Bei häufig vollbelasteten Kranen, sowie bei solchen, die mit grossen Hebe-, Senk- und Drehgeschwindigkeiten arbeiten, wird man gut thun,

$$k_b \text{ bis auf } \leq 200 \text{ kg/qcm zu ermässigen.}$$

Für unvollkommen symmetrische  $\bar{\Gamma}$ -Querschnitte, wie Fig. 453, ist nach Bach

$$k_b = k_z \sqrt{\frac{e_1}{z_0}} \dots \dots \dots \text{ 311.}$$

wenn  $k_z$  der für den Belastungsfall zulässigen Zuganstrengung des verwendeten Gusseisens entspricht und  $e_1$  den Abstand der äussersten gezogenen Faser von der Nullachse, sowie  $z_0$  den Abstand des Schwerpunktes  $S$  der Zugquerschnittfläche von der Nullachse des ganzen Trägerquerschnitts bezeichnen.\*)

Die Rechnungsergebnisse zeigen, dass für sternförmige Platten sowohl die Stützkkräfte, wie die Anstrengung der Arme im umgekehrten Verhältniss zur Ankerzahl stehen, dass also schwer belastete Krahne mit möglichst grosser Ankerzahl zu entwerfen sind.

Für volle Platten bietet die grössere Ankerzahl zunächst nur den Vortheil, dass die Anstrengung der einzelnen Anker, wie die Stützpressung des Mauerwerks, genau wie bei sternförmigen Platten, durch Steigern der Ankerzahl herabgesetzt wird. Aber auch hier ist für schwer belastete Krahne eine entsprechend grosse Ankerzahl nicht nur mit Rücksicht auf die Beschränkung der Ankerkräfte erforderlich, sondern auch geboten, um gleichzeitig die Platte in einer grösseren Anzahl von Punkten zu belasten und das Ausbrechen einzelner Stücke zu verhüten.

Die Biegemomente für volle Platten ergeben ferner, abweichend von den Momenten für sternförmige Platten, theils für die Auslegerstellung über einem Anker, theils für die in der Mitte zwischen zwei Ankern, den ungünstigsten Werth, so dass hier von den zwei Werthen für die aufwärts gebogene Plattenhälfte und ebenso von den beiden für die abwärts gebogene Plattenhälfte zunächst in jedem Einzelfall die relativ grössten Werthe in Betracht zu ziehen sind. Bei unsymmetrischen Plattenquerschnitten mit einseitigen Rippenverstärkungen ist weiter zu untersuchen, ob die unten liegenden Fasern in der aufwärts gelegenen Plattenhälfte oder die oben liegenden der anderen Hälfte durch die Zuganstrengung des zugehörigen Biegemoments gefährdet sind.

In der Praxis findet man vielfach schwächere Abmessungen, weil durch

\*) C. Bach, Maschinenelemente. Erster Abschnitt. Elasticität und Festigkeit der Materialien.

das Einbetoniren der Fundamentplatten ihre Tragfähigkeit nicht unerheblich unterstützt wird. Diese Verhältnisse entziehen sich aber der theoretischen Berechnung. Ebenso lässt sich der Einfluss nicht näher verfolgen, den der in sich zusammenhängende Mauerklotz auf die Beschränkung der Compression der unmittelbar unter den Stützfüssen liegenden Theile vom Querschnitt  $F$  hat.

#### Anstrengung der Anker und Pressung des Mauerwerks unter den Grundplattenstützfüssen.

Die Rechnungen gründen sich auf die Voraussetzung, dass auch für das grösste Kippmoment, bei voll belastetem Krahn, die Auflagerfuge der Grundplatte in der dem Ausleger gegenüberliegenden Ankerstelle noch geschlossen bleibt, dass also die Entlastung  $P$  des Mauerklotzdruckes durch die Ankerdehnung infolge des Kippmomentes den abwärts gerichteten Druck  $P_0$  nicht überschreitet, der von der Montirungsbelastung des Ankers  $S_0$  und der gleichmässig über alle Ankerstellen vertheilten Gewichtsbelastung  $\frac{Q}{n}$  herrührt. Für den Grenzfall

$$P = P_0$$

folgt unmittelbar die Gesamtbelastung des Ankers aus Gleichung 288, S. 519,

$$S_0 + S = S + P - \frac{Q}{n}.$$

Hierin entspricht der Werth auf der rechten Seite der abwärts gerichteten Kraft, welche die Platte an der Ankerstelle biegend belastet, d. h. den für die einzelnen Sonderfälle entwickelten Werthen von  $B$  aus Gleichung 308, S. 524, für die abwärts gebogene Plattenhälfte, und demnach die grösste Belastung eines Ankers, einschliesslich der Montirungsbelastung,

$$\max Z = Q \left( \frac{2a}{nr} - \frac{1}{n} \right) \dots \dots \dots 312.$$

Da die Anker beim Montiren nicht bis zur vollen späteren Betriebsbelastung angespannt werden, und deshalb die Drehanstrengung im Gewindekern beim Anziehen der Muttern in den Hintergrund tritt, darf die Belastung bis auf  $1500 d^2$  gesteigert werden, wenn  $d$  den Bolzendurchmesser in Zoll engl. bedeutet. Hierbei ist, auch für den Fall einer Überschreitung der unteren Grenze der Montirungsbelastung, noch ausreichende Sicherheit vorhanden. In den Ausführungen findet man wegen der oben angeführten Mitwirkung des Betons oder Cementgusses zwischen den Grundplattenarmen nicht selten noch höhere Anstrengungen zugelassen. Es folgt unter der vorstehenden Annahme

$$d = \sqrt{\frac{Q}{1500} \left( \frac{2a}{nr} - \frac{1}{n} \right)} \dots \dots \dots 313.$$

für den Ankerdurchmesser  $d$  in Zoll engl. und  $Q$  in kg

$$\text{oder} \quad d = \sqrt{\frac{Q}{225} \left( \frac{2a}{nr} - \frac{1}{n} \right)} \dots \dots \dots 313 a.$$

falls der Ankerdurchmesser  $d$  in cm angegeben wird.

Die grösste Druckbelastung (max)  $K$ , unter einem Stütz fuss der Ankerplatte ist nach dem früher S. 519 ermittelten Werth, Gl. 290,

$$(\max) K = P_0 + P_1 = S_0 + \frac{Q}{n} + \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F.$$

oder da  $S_0 = P_0 - \frac{Q}{n}$  für den Grenzfall mit  $P_0 = P$  auch dem Werthe

$$S_0 = P - \frac{Q}{n} \text{ entspricht, } (\max) K = P + \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F.$$

Ferner ist nach Gleichung 287 b, S. 518,  $P = \frac{\epsilon_s}{\alpha_m} F$  und weil ausserdem nach Gleichung 292  $\epsilon_s = \epsilon_m$  ist,  $(\max) K = 2 \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F$ .

Weiter folgt aus Gleichung 293, S. 519,

$$\epsilon_m = \frac{(S + P) \alpha_s \alpha_m}{f \alpha_m + F \alpha_s}$$

und somit  $(\max) K = 2 (S + P) \frac{F \alpha_s}{f \alpha_m + F \alpha_s}$

In dieser Gleichung entspricht der Werth von  $S + P$  den grössten Stützkraften gegen das äussere Kippmoment, die in zwei diametral gegenüberliegenden Ankerstellen auftreten, wenn der Ausleger in die Ankerebene tritt, also der früher mit  $(\max) A$  bezeichneten Kippreaktion, die allgemein durch

$$(\max) A = \frac{Q^2 a}{nr}$$

bestimmt ist.\*)

Demnach  $(\max) K = \frac{4 Q a}{nr} \cdot \frac{F \alpha_s}{f \alpha_m + F \alpha_s} \dots \dots \dots$  **314.**

Der Werth  $\frac{F \alpha_s}{f \alpha_m + F \alpha_s}$  ist unter allen Umständen  $< 1$ . Eine durchaus zuverlässige Bestimmung ist ausgeschlossen, weil sich nicht beurtheilen lässt, wie weit sich das Druckgebiet in den tiefer liegenden Schichten des Mauerwerks ausbreitet, und welcher Werth dementsprechend schätzungsweise für den Querschnitt  $F$  des an der Zusammendrückung theilnehmenden Mauerklotzes einzusetzen ist, und weil ferner die wenigen bisher durch Versuche ermittelten Dehnungskoeffizienten, für Steinarten, die mit demselben Namen bezeichnet werden, ausserordentlich stark voneinander abweichen. Unter der Annahme, dass  $F$  zwischen  $40f$  bis  $60f$  liegt, und für einen Sandstein, dessen Dehnungskoeffizient  $\alpha_m = 1:70000$  ist, ergibt sich für  $\alpha_s = 1:200000$  der Koeffizientenquotient  $= 0,6$  bis  $0,66$ , während für einen anderen Sandstein mit  $\alpha_m = 1:8000$  unter sonst gleichen Verhältnissen der Werth auf  $0,14$  bis  $0,2$  sinkt.

Man rechnet jedenfalls vollkommen sicher, wenn man  $\frac{F \alpha_s}{f \alpha_m + F \alpha_s} = 1$  setzt. Falls besondere Veranlassung zur Beschränkung der Stützflächen vorliegt, wird man wohl auch noch ohne Bedenken den Werth mit  $\frac{3}{4}$  in die Rechnung einführen können. Wir setzen deshalb

$$(\max) K = \frac{4 Q a}{nr} \quad \text{bis} \quad \frac{3 Q a}{nr} \dots \dots \dots$$
 **315.**

Aus diesem Werth und der zulässigen spezifischen Pressung  $k$  des Fundamentmauerwerks bestimmt sich die Grösse der Stützfläche

$$F = \frac{\max K}{k} \dots \dots \dots$$
 **316.**

- Nach den Berliner Vorschriften ist bei gewöhnlichen Bauten zulässig:
- für Rüdersdorfer Kalkstein  $k = 25 \text{ kg/qcm}$
  - für Nebraer Sandstein, je nach der Härte  $k = 15 \text{ bis } 30 \text{ kg/qcm}$
  - für gewöhnliches Mauerwerk mit Kalkmörtel  $k = 7 \text{ kg/qcm}$
  - für bestes Mauerwerk in Cement  $k = 12 \text{ bis } 14 \text{ kg/qcm}$
  - für Cementbeton  $k = 12 \text{ kg/qcm}$ .

Wegen des Wechsels der Krafrichtung im Krahnfundament empfiehlt es sich, möglichst unter diesen Grenzwerten zu bleiben.

\*) Vergl. Gleichung 295, S. 521, 300, S. 523 und 304, S. 524.

Die vorstehenden Rechnungen gelten auch für Krahngrundplatten auf eisernem Unterbau für fahrbare Krahne u. s. f. Da bei der Höhe der hierfür zulässigen specifischen Pressung in der Auflagerfuge die erforderliche Stützfläche  $F$  sehr klein ausfällt, liegt zu einer genaueren Bestimmung des Quotienten  $\frac{F\alpha_s}{f\alpha_m + F\alpha_s}$  für diesen Fall keine Veranlassung vor. Sonst hätte man darauf Rücksicht zu nehmen, dass bei der Kürze der Befestigungsschrauben unter Umständen die specifische Verkürzung der Ankeraugen in der gusseisernen Platte durch den Druck Einfluss gewinnt auf die gleichzeitige elastische Zusammendrückung des schmiedeeisernen Unterzuges. Man kann sich daher damit begnügen, den oberen Grenzwert  $\frac{F\alpha_s}{f\alpha_m + F\alpha_s} = 1$  in die Rechnung einzusetzen.

Der für die Krahnplattenträger massgebende Druck der Biegungsbelastung entspricht den früher entwickelten Werthen für (max)  $B$ , die gleichzeitig im entgegengesetzten Sinne die Krahnplatte biegend beanspruchen.\*)

**γ. Grundgleichungen zum Entwerfen von Krahnbalken, Auslegern und Krahnsäulen mit genietetem I oder kastenförmigem Querschnitt.**

**Genietete Balken, auf Biegung und Schub beansprucht.**

Ergeben sich für schmiedeeiserne Krahngerüste I-Träger von über 400 mm Höhe, so stellen sich genietete Querschnitte unter Umständen billiger, als gewalzte, und man kann dann entweder I- oder Kastenquerschnitte wählen.

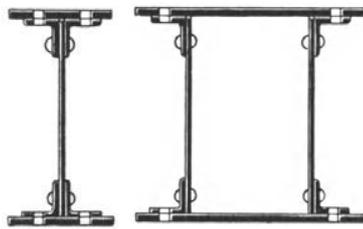


Fig. 454.

Der kastenförmige Querschnitt, Fig. 454, entspricht zwei I-Querschnitten mit gemeinschaftlichen Flanschen, mit dem einzigen Unterschied, dass die Stege aus der Mitte jedes I-Querschnitts möglichst weit nach aussen gerückt sind, und dass beim kastenförmigen Querschnitt die Eckeisen für den Anschluss der Gurtung nur auf der

Aussenseite der Stege liegen, während beim einfachen I-Querschnitt auf beiden Stegseiten Eckeisen angenietet werden. Alle Festigkeitsgleichungen

\*) Die vorstehend, mit Rücksicht auf einen tieferen Einblick in die verwickelten Verhältnisse umständlich durchgeführten Rechnungen lassen sich in nachstehender Weise zusammendrängen.

Unter Voraussetzung von Gleichung 292, S. 519, ist

$$S = \frac{\epsilon_s}{\alpha_s} f \text{ (Gl. 287 a)} = \frac{\epsilon_m}{\alpha_s} f = S_1 \text{ (Gl. 289 b)}$$

also  $S = S_1$ .

Ebenso  $P = \frac{\epsilon_s}{\alpha_m} F \text{ (Gl. 287 b)} = \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F = P_1 \text{ (Gl. 289 a)}$ ,  
somit  $P = P_1$ .

Nach der Begriffsbestimmung der eingeführten Bezeichnung, S. 518, ist

$$P_1 = S$$

und damit  $S = S_1 = P = P_1$

also auch  $\frac{\epsilon_s}{\alpha_s} f = \frac{\epsilon_m}{\alpha_m} F$ , oder weil  $\epsilon_s = \epsilon_m$

$$f = \frac{F}{\alpha_s} \cdot \frac{\alpha_m}{\alpha_m}$$

d. h.  $F : f = \alpha_m : \alpha_s$  . . . . . **317.**

Die Stützfläche der einzelnen Grundplattenarme um den durchgehenden Fundamentanker verhält sich zum Ankerquerschnitt, wie der Dehnungskoeffizient des Mauerwerks zu dem des Schmiedeeisens.

für Balken mit I-Querschnitt gelten auch für den kastenförmigen Querschnitt. Man hat nur zu berücksichtigen, dass im einen Fall ein Steg, im anderen zwei Stege vorhanden sind, für die ein einziger von doppelter Stärke gesetzt werden kann.

Der Balkenquerschnitt wird durch die Nietlöcher geschwächt. Man versetzt deshalb die Nieten in den beiden Eckeisenschenkeln gegeneinander. Das Trägheitsmoment des Balkens fällt am kleinsten für den Schnitt durch die Gurtungs-nietlöcher aus, so dass dieser Querschnitt den Biegungsrechnungen zu Grunde zu legen ist. Man hat also von der Gurtungsbreite für die Festigkeitsrechnungen von vornherein die ganze Breite der Nietlochstreifen abzuziehen oder umgekehrt die Querschnitte, welche zunächst ohne Rücksicht auf die Nietlöcher bestimmt sind, für die Ausführung nachträglich um die doppelte Lochweite zu verbreitern. Die Abschwächung des Steges und der senkrechten Eckeisenschenkel durch die Nietlöcher ist wegen der gegeneinander versetzten Nietreihen nur für die Schubfestigkeit des Steges und der senkrechten Eckeisenschenkel in Betracht zu ziehen und wird, wie später erörtert werden soll, am Schluss der Balkenberechnung, wenn nöthig, durch eine nachträgliche Verstärkung der Stegdicke berücksichtigt.\*) Für genauere Rechnungen ist die resultierende Anstrengung aus Biegung und Schub in der Nietlochreihe des Steges zu ermitteln.

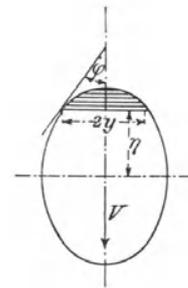


Fig. 455.

Die kleinste zulässige Stegstärke  $s$  berechnet sich aus der gleichzeitig mit der Biegung im Querschnitt auftretenden Schubspannung  $\tau$ . Für doppelt symmetrische Querschnitte ist unter Bezugnahme auf Fig. 455 ganz allgemein

$$\tau = \frac{V M}{2y \Theta \cos \varphi} \dots \dots \dots 318.**)$$

Hier bezeichnet  $V$  die Schubkraft für den ganzen Querschnitt senkrecht zur Neutralachse,

$\tau$  die Schubspannung im Abstände  $\eta$  von der Neutralachse,

$M$  das statische Moment der schraffierten Fläche zwischen der äussersten Faser und der Faserschicht im Abstände  $\eta$  von der Neutralachse, bezogen auf letztere,

$2y$  die Breite der Faserschicht, in der  $\tau$  herrscht,

$\Theta$  das äquatoriale Trägheitsmoment des ganzen Querschnitts in bezug auf die Neutralachse,

$\varphi$  den Winkel der Tangente im Endpunkt der untersuchten Faserschicht an das äussere Profil mit der Symmetrieachse, in der  $V$  wirkt.

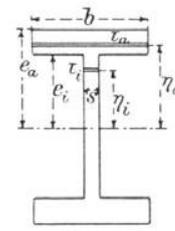


Fig. 456.

Für alle Profile mit geradlinigen Kanten parallel zur Symmetrieachse, die mit  $V$  zusammenfällt, ist  $\varphi = 0^\circ$ , also  $\cos \varphi = 1$ .

Mit den Bezeichnungen der Fig. 456 erhalten wir für den Doppel-T-Querschnitt

\*) Siehe in dem Kapitel: Nietverbindung zwischen Steg und Gurtung, S. 546 u. f.  
 \*\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit. 4. Aufl. 1902, S. 354.

1. für den Steg mit  $2y = s$

$$M = b(e_a - e_i) \left( e_i + \frac{e_a - e_i}{2} \right) + s(e_i - \eta_i) \left( \eta_i + \frac{e_i - \eta_i}{2} \right)$$

$$M = \frac{1}{2} [b(e_a^2 - e_i^2) + s(e_i^2 - \eta_i^2)]$$

und  $\tau_i = \frac{V}{2\Theta} \left[ \frac{b}{s}(e_a^2 - e_i^2) + (e_i^2 - \eta_i^2) \right] \dots \dots \dots 319.$

2. für die Flansche mit  $2y = b$

$$M = b(e_a - \eta_a) \left( \eta_a + \frac{e_a - \eta_a}{2} \right) = \frac{b}{2}(e_a^2 - \eta_a^2)$$

und  $\tau_a = \frac{V}{2\Theta}(e_a^2 - \eta_a^2) \dots \dots \dots 320.$

Die Spannung  $\tau_i$  im Steg wird am grössten für  $\eta_i = 0$  in der Neutralfaser und am kleinsten am Flansch mit  $\eta_i = e_i$ . Wir erhalten

$$\max \tau_i = \frac{V}{2\Theta} \left[ \frac{b}{s}(e_a^2 - e_i^2) + e_i^2 \right] \dots \dots \dots 321.$$

und  $\min \tau_i = \frac{V}{2\Theta} \frac{b}{s}(e_a^2 - e_i^2) \dots \dots \dots 322.$

mithin auch  $\frac{\max \tau_i - \tau_i}{\max \tau_i - \min \tau_i} = \frac{\eta_i^2}{e_i^2} \dots \dots \dots 323.$

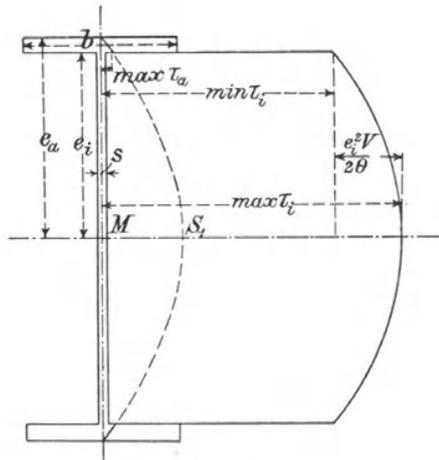


Fig. 457.

Trägt man die Werthe von  $\tau_i$  in den betreffenden Querschnittspunkten senkrecht zur Stegrichtung, wie in Fig. 457, als Ordinaten auf, so folgt aus der vorstehenden Beziehung, dass die Schubspannungen nach einer Parabel zunehmen, deren Scheitel über der Stegmitte liegt. Die Parabel ist flach gekrümmt, und da  $\max \tau_i$  nur um  $\frac{e_i^2 V}{2\Theta}$  grösser ist, als  $\min \tau_i$ , und  $2\Theta$  stets sehr gross ist, im Vergleich zu  $e_i^2 V$ , so darf im Interesse der Konstruktionsicherheit in vorläufigen Entwurfsrechnungen  $\min \tau_i = \max \tau_i$  gesetzt werden, sofern  $\min \tau_i$  in Betracht kommt.

Die Schubspannung  $\tau_a$  in den Flanschen wird am kleinsten für  $\eta_a = e_a$  in der äussersten Faser und nimmt ihren verhältnissmässig grössten Werth für  $\eta_a = e_i$  an der inneren Flanschseite an. Wir erhalten

$$\max \tau_a = \frac{V}{2\Theta}(e_a^2 - e_i^2) \dots \dots \dots 324.$$

und  $\min \tau_a = 0 \dots \dots \dots 325.$

Die Spannungen nehmen auch in den Flanschen, wie in Fig. 457 angedeutet, nach einer Parabel zu, deren Scheitel  $S_1$  im Abstände  $MS_1 = \frac{V}{2\Theta} e_a^2$  über der Mitte der Stegachse oder der Grundstrecke für das Spannungsdiagramm liegt. Die Rechnung liefert für die Übergangsstelle zwischen Steg und Flanschen den schroffen Spannungsabfall

$$\min \tau_i = \frac{V}{2\Theta} \frac{b}{s}(e_a^2 - e_i^2) \text{ und } \max \tau_a = \frac{V}{2\Theta}(e_a^2 - e_i^2).$$

In Wahrheit wird er durch die hier vernachlässigten Eckeisenübergänge gemildert, da aber überhaupt ein plötzlicher Abfall nicht denkbar ist, und die Spannungen aus dem Steg sich nicht gleich in der unteren Flanschschicht über die ganze Flanschbreite gleichmässig vertheilen können, während andererseits in der äussersten Faserschicht die Schubspannung verschwindet, so folgt, dass die gesammte Schubkraft  $V$  vom Trägerquerschnitt auf Kosten erhöhter Spannungen im Steg aufgenommen werden muss, welche die vorstehenden üblichen Rechnungswerte überschreiten. Hierin liegt auch neben der Vereinfachung der Rechnung eine sachliche Begründung für die oben empfohlene Annahme, den Rechnungswert von  $\min \tau_i$  durch  $\max \tau_i$  zu ersetzen.

Die Transversal- oder Schubkraft  $V$  ist in jedem auf Biegung belasteten Träger gleich der Summe der äusseren Belastungen oder ihrer Komponenten senkrecht zur Stabachse vom Trägerende bis zum untersuchten Querschnitt, wobei Auflagerdrucke den äusseren Belastungen nach Massgabe ihrer Richtung zuzuzählen sind. Ferner ist die Schubkraft gleich der

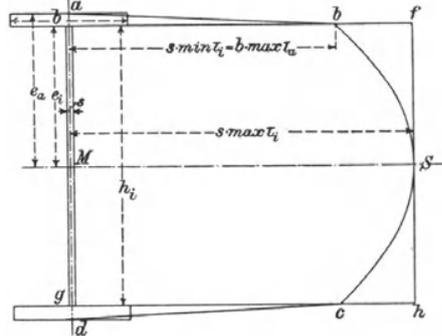


Fig. 458.

Summe der Schubreaktionen im ganzen Querschnitt, also für den I-Querschnitt unter Bezugnahme auf Fig. 456, S. 529, mit den unendlich kleinen Höhen  $d\eta_i$  und  $d\eta_a$  der Elementenstreifen im Steg und im Flansch

$$V = 2 \int_0^{e_i} \tau_i s d\eta_i + 2 \int_{e_i}^{e_a} \tau_a b d\eta_a \quad \dots \quad 326.$$

Trägt man die Produkte  $s\tau_i$  und  $b\tau_a$  als Ordinaten senkrecht zur Stegachse in den  $\tau_i$  und  $\tau_a$  entsprechenden Punkten auf, so erhält man die Schaulinie Fig. 458, welche sich aus zwei verschiedenen Kurven zusammensetzt, die sich für  $\eta_i = \eta_a = e_i$  mit der gemeinschaftlichen Ordinate

$$s \cdot \min \tau_i = \frac{V}{2} b (e_a^2 - e_i^2) = b \cdot \max \tau_a = \frac{V}{2} b (e_a^2 - e_i^2) \quad \dots \quad 327.$$

aneinander anschliessen.

Die Scheitelordinate der mittleren Kurve bestimmt sich durch

$$s \cdot \max \tau_i = \frac{V}{2} [b (e_a^2 - e_i^2) + s e_i^2] \quad \dots \quad 328.$$

Ferner folgt

$$\frac{s \cdot \max \tau_i - s \tau_i}{s \cdot \max \tau_i - s \cdot \min \tau_i} = \frac{\eta_i^2}{e_i^2} \quad \dots \quad 329.$$

d. h., wie auch schon unmittelbar aus Gleichung 323 zu schliessen, wieder eine Parabel, deren Scheitel durch die Gleichung 328 für  $s \cdot \max \tau_i$  bestimmt ist. Ebenso gehören die beiden Fusszweige der Schaulinie einer Parabel an, deren weit über die Grenzen der Figur hinaus fallender und deshalb nicht mehr gezeichneter Scheitel  $S_1$  durch den Abstand  $MS_1 = \frac{V}{2} b e_a^2$  von der Grundlinie bestimmt ist, denn wir erhalten auch für diese Kurve, bezogen auf den in Rede stehenden Punkt  $S_1$  als Koordinatenanfangspunkt,

$$\frac{MS_1 - b \cdot \max \tau_a}{MS_1 - b \tau_a} = \frac{e_a^2 - e_a^2 + e_i^2}{e_a^2 - e_a^2 + \eta_a^2} = \frac{e_i^2}{\eta_a^2} \quad \dots \quad 330.$$

Der Inhalt der Schaulinienfläche stellt nach der Entstehung der Figur den Werth der Gleichung 326, S. 531, dar

$$V = 2 \int_0^{e_i} \tau_i s d\eta_i + 2 \int_{e_i}^{e_a} \tau_a b d\eta_a$$

Andererseits kann man mit genügender Annäherung den Inhalt der Schaulinienfläche  $abScd$  durch das Rechteck Fig. 458, S. 531, mit der Höhe  $fh = 2 e_i = h_i$  und der Grundlinie  $hg = MS = s \cdot \max \tau_i$ , ersetzen. Die Unterschätzung von  $\max \tau_i$ , die sich hierbei durch den Überschuss der Rechteckfläche über den Inhalt der Schaulinienfläche ergibt, wird durch die gleichzeitige Vernachlässigung der Eckeisen reichlich ausgeglichen, die ihrerseits die Schubspannung in der Neutralfaser durch die Vergrößerung des Querschnittsträgheitsmomentes verkleinern.

Bezeichnet  $\max \tau$  die höchste zulässige Schubanstrengung im Trägerquerschnitt, so folgt mit  $\max \tau_i = \max \tau$  aus dem Rechteck

$$V = h_i s \cdot \max \tau \dots \dots \dots 331.$$

oder  $s \geq \frac{V}{h_i \max \tau} \dots \dots \dots 332.*)$

Mit Rücksicht auf die erforderliche Steifigkeit der Balken wählt man  $s$  mindestens = 0,5 cm, meist  $s \geq 0,7$  cm  $\dots \dots \dots 332a.$

andererseits findet sich nur bei aussergewöhnlich schweren Konstruktionen  $s > 1,2$  cm bis etwa = 1,5 cm. Für die Wahl der Steghöhe können als Anhaltswerthe benutzt werden  $h_i = \frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{15}$  der Spannweite bei Laufkranken

und  $h_i = \frac{1}{6}$  bis  $\frac{1}{7}$  der Ausladung bei Drehkranken

in beiden Fällen für den Querschnitt, in welchem das grösste Biegemoment herrscht, mit einer Verjüngung nach den Trägerenden bis auf  $\leq \frac{\max h_i}{2}$  nach Massgabe der Bedingung 332, indem man im allgemeinen für die ganze Balkenkonstruktion einen konstanten Werth von  $s$  beibehält und höchstens an den Enden Verstärkungsbleche aufnietet, falls es wünschenswerth erscheint, die Balkenhöhe an den Enden möglichst zu beschränken.

Inbezug auf das Widerstandsmoment des Balkenquerschnitts für das äussere Biegemoment bilden die Eckeisen der Gurtung bei den gewöhnlichen Abmessungen der Kranbalken einen wesentlichen Theil der ganzen Gurtung. Bei hohen Trägern mit schwachen Gurtungen beeinflusst auch der Steg die Tragfähigkeit so erheblich, dass diese Querschnitttheile, selbst bei vorläufiger Bestimmung des erforderlichen Gesamtquerschnitts für die Entwicklung von Näherungswerthen, nicht vernachlässigt werden dürfen.

Entscheidet man sich beim Entwerfen des Balkenquerschnitts, Fig. 459, zunächst über die vorläufige Wahl der Steghöhe  $h_i$  und bestimmt die Stegdicke  $s$  mit Rücksicht auf die Schubkraft  $V$  aus Gleichung 332, so ergeben sich auf Grund allgemein üblicher Ausführungsverhältnisse sofort auch die

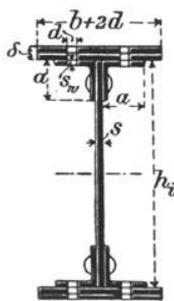


Fig. 459.

\*) Wie S. 536 nachgewiesen wird, ist  $\max \tau \leq 0,27 k_b$  zu setzen, wenn in dem Querschnitt gleichzeitig Biegeanstrengung herrscht, und die Biegefestigkeit des Materials möglichst vollkommen ausgenutzt werden soll. In biegefreien Trägerenden darf  $\max \tau$  auf die grösste zulässige reine Schubanstrengung des Materials, d. h. bis auf  $0,8 k_b$  gesteigert werden, unter  $k_b$  die zulässige Biegeanstrengung verstanden.

zugehörigen Eckeisen für den Anschluss der Gurtungsbleche. Hierdurch ist das Trägheitsmoment für den inneren, aus Steg und Eckeisen gebildeten Balkenquerschnitt festgelegt, und es bedarf nur noch der Bestimmung der erforderlichen Gurtungsplatten, um das Gesamtwiderstandsmoment des Balkenquerschnitts nach der allgemeinen Bieungsgleichung soweit zu vergrössern, dass es dem äusseren Bieugungsmoment für die untersuchte Stelle genügt.

- Bezeichnet  $\Theta_i$  das Trägheitsmoment des inneren Querschnittes für den Steg und die Anschlusseckeisen, unter Abzug der Nietlöcher in den Gurtungschenkeln der Eckeisen,
- $s$  die Stegdicke,
  - $h_i$  die Steghöhe,
  - $a$  die Schenkellänge der Winkeleisen,
  - $s_w$  ihre Schenkeldicke,
  - $d$  den Nietbolzendurchmesser,
  - $b$  die Breite der Gurtungsplatte, unter Abzug der beiden Nietlöcher,
  - $\delta$  die Dicke der Gurtungsplatte — bei mehreren Lamellen ihre Gesamtdicke,
  - $M_b$  das äussere Bieugungsmoment für den Querschnitt,
  - $\max \sigma$  die grösste zulässige Bieugungsanstrengung in der äussersten Faser,

so darf, vorbehaltlich einer etwa nothwendigen, nachträglichen Berichtigung, angenommen werden, dass  $\max \sigma$  in der verhältnissmässig schwachen Gurtung gleichmässig herrscht, dass also auch die Bieugungsspannung in den äussersten Kopf- und Fussfasern des Steges noch  $= \max \sigma$  ist.

Unter diese Annahme fällt die Resultante der Bieugungsspannungen in der Zug- und Druckgurtung in die Mitte der Flanschdicken, und das Widerstandsmoment der Gurtungen inbezug auf die neutrale Schwerpunktsachse des doppeltsymmetrischen Balkenquerschnitts ist

$$= 2 \frac{(h_i + \delta)}{2} b \delta = (h_i + \delta) b \delta.$$

Demnach ist die Bedingung zu erfüllen

$$M_b = \left[ \frac{\Theta_i}{h_i} + (h_i + \delta) b \delta \right] \max \sigma \quad \dots \quad 333.$$

Hieraus folgt  $\delta^2 + h_i \delta + \frac{1}{b} \left( \frac{2 \Theta_i}{h_i} - \frac{M_b}{\max \sigma} \right) = 0$

$$\delta = -\frac{h_i}{2} + \sqrt{\frac{h_i^2}{4} - \frac{1}{b} \left( \frac{2 \Theta_i}{h_i} - \frac{M_b}{\max \sigma} \right)} \quad \dots \quad 334. *)$$

Die Gurtungsbreite  $b$  muss mit Rücksicht auf die vollständige Überdeckung der Anschlusseckeisen so gewählt werden, dass

$$b + 2d \geq 2a + s \quad \dots \quad 335.$$

Als obere Grenze findet man bei Balken mit I-Querschnitt

$$b + 2d \leq 30s \quad \dots \quad 336.$$

Bei kastenförmigem Querschnitt gestattet die Abstützung durch doppelte Stege grössere Werthe von  $b$ , und es bleibt für die Wahl der allgemeine Ein-

\*)  $\max \sigma$  darf, wie weiter unten nachgewiesen ist, gleich der zulässigen Bieugungsanstrengung  $k_b$  gesetzt werden, wenn  $\max \tau$  in der Neutralfaser des Querschnitts auf  $\leq 0,27 k_b$  beschränkt bleibt.

druck des ganzen Querschnitts inbezug auf Höhe und Breite, sowie die Rücksicht auf etwa innerhalb des Querschnitts liegende oder stehende Maschinentheile, Windentrommeln, Krahsäulen u. s. f. massgebend.

Liefert die Annahme für  $b$  einen ungeeigneten Werth von  $\delta$ , so muss, falls  $\delta_1 = m\delta$  die Gurtungsdicke ist, welche man dafür zu wählen beabsichtigt, und  $b_1$  die zu  $\delta_1$  gehörige Gurtungsbreite, die Bedingung für das gleichbleibende Widerstandsmoment erfüllt werden:

$$b\delta(h_i + \delta) \max \sigma = b_1 \delta_1 (h_i + \delta_1) \max \sigma = b_1 m\delta (h_i + m\delta) \max \sigma$$

$$b_1 = \frac{b(h_i + \delta)}{m(h_i + m\delta)} \quad \dots \quad \mathbf{337.}$$

Bei ganz unbrauchbaren Verhältnissen ist durchgreifende Abhülfe durch Veränderung der Grundannahme für  $h_i$  zu schaffen.

Das Trägheitsmoment des inneren Balkenquerschnitts ist für Balken mit einfachem I-Querschnitt

$$\Theta_i = \frac{1}{12} [(2a + s - 2d) h_i^3 - 2(a - s_w - d)(h_i - 2s_w)^3 - 2s_w(h_i - 2a)^3] \quad \mathbf{338a.}$$

und für Balken mit kastenförmigem Querschnitt wegen der doppelten Stege

$$\Theta_i = \frac{1}{6} [(a + s - d) h_i^3 - (a - s_w - d)(h_i - 2s_w)^3 - s_w(h_i - 2a)^3] \quad \mathbf{338b.}$$

Für einen bestimmten Entwurf ergeben sich die Winkeleisenabmessungen  $a$  und  $s_w$ , wie auch der Nietbolzendurchmesser aus den nachfolgenden Kapiteln „Nietdurchmesser“ und „Nietverbindung zwischen Steg und Gurtung“, S. 545 u. f., unter Berücksichtigung der Walztabelle für die von den Hüttenwerken gelieferten Profile.

Für die gewöhnlich nur in Betracht kommende einreihige Nietung ist näherungsweise

$$s_w = s \quad a \leq 8s \quad d = 2s$$

und somit für den Fall, dass  $a = 8s$  ist,

für Balken mit I-Querschnitt

$$\Theta_i = \frac{1}{12} [13sh_i^3 - 10s(h_i - 2s)^3 - 2s(h_i - 16s)^3] \quad \dots \quad \mathbf{339a.}^*)$$

und für Balken mit kastenförmigem Querschnitt

$$\Theta_i = \frac{1}{6} [7sh_i^3 - 5s(h_i - 2s)^3 - s(h_i - 16s)^3] \quad \dots \quad \mathbf{339b.}$$

In endgültigen Ausführungsentwürfen sind die genaueren Werthe aus Gleichung 338a oder 338b zu benutzen.

Durch die Annahme, dass  $\max \sigma$  im ganzen Gurtungsquerschnitt bis zum Stegansatz gleichförmig wirkt, liefert Gleichung 334, S. 533, etwas zu kleine

\*) Für die Benutzung des Rechenschiebers ist es bequemer den Werth von  $\Theta_i$  als Summe der Trägheitsquerschnitte der Einzelbestandtheile des Trägerquerschnittes zu entwickeln. Bestimmt man hierfür zunächst die Trägheitsmomente der Eckeisenschenkel bezogen auf ihre eigene Schwerpunktschwerachse und wendet dann das Umwandelungsgesetz an, um die Werthe inbezug auf die parallele Biegungsachse des ganzen Trägerquerschnittes zu erhalten, so schreibt sich der Werth der Gl. 338a in der Form:

$$\Theta_i = \frac{1}{12} sh_i^3 + s_n a (h_i - a)^2 + (a - d - s_w) s_w (h_i - s_w)^2 + \frac{1}{3} s_w a^3 + \frac{1}{3} (a - d - s_w) s_w^3$$

und mit der praktisch für ziemlich genaue Näherungswerte zulässigen Vernachlässigung der beiden letzten, verhältnissmäßig sehr kleinen Glieder

$$\Theta_i \approx \frac{1}{12} sh_i^3 + s_n a (h_i - a)^2 + (a - d - s_w) s_w (h_i - s_w)^2 \quad \dots \quad \mathbf{340.}$$

worin  $s$  für I-Träger die einfache, für Träger mit kastenförmigem Querschnitt die Summe der beiden Stegdicken bedeutet.

Werthe für die Gurtstärke  $\delta$ . Der Fehler lässt sich nachträglich ziemlich genau schätzen und für das praktische Bedürfniss vollkommen ausreichend, wie folgt, berichtigen.

Bezeichnet  $\sigma$  die Biegungsspannung in der Gurtungsfuge der Ecken, so ist

$$\frac{\sigma}{\max \sigma} = \frac{h_i}{h_i + 2 \delta}$$

also 
$$\sigma = \frac{h_i \cdot \max \sigma}{h_i + 2 \delta} \dots \dots \dots \mathbf{341.}$$

Bestimmt man  $\delta$  nochmals, indem man den Werth von  $\sigma$  statt  $\max \sigma$  in Gleichung 334, S. 533, einsetzt, so erhält man einen Werth  $\delta_1$ , der wegen der entgegengesetzten Vernachlässigung der Veränderung von  $\sigma$  innerhalb der Gurtung etwas zu gross ausfällt.

Der genaue Werth der Gurtungsdicke entspricht, mit geringfügiger Abweichung, dem Mittelwerth  $\frac{\delta + \delta_1}{2}$

mit einer kleinen Abrundung bis etwa zu 1 mm nach oben.

Wenn  $2 \delta$  gegen  $h_i$  in Gleichung 341 vernachlässigbar ist, wie bei hohen Trägern mit schwacher Gurtung, kann auf die Berichtigungsrechnung verzichtet werden.

Wird  $\delta > s$ , so setzt man den ganzen Gurtungsquerschnitt aus mehreren Lamellen zusammen, deren Einzeldicke zwischen 0,7 cm und 1,2 cm möglichst in Übereinstimmung mit der Stegstärke  $s$  zu wählen ist, um günstige Nietverhältnisse zu erhalten.

Für Laufkrahnbalken wählt man die Gurtungsbreite stets konstant und erzielt die erforderliche Gurtungsverstärkung für die nach der Trägermitte zu wachsenden Biegemomente durch stufenförmige Vermehrung der Lamellenzahl, oder man wählt die Trägerhöhe in der Mitte grösser, als an den Enden. Kastenförmige Ausleger und Krahnsäulen für Drehkrahne verjüngt man des besseren Aussehens halber gleichzeitig in der Höhe und Breite des Querschnitts nach den Balkenenden und kommt dann meist ohne Vermehrung der Lamellenzahl aus.

In allen Faserschichten zwischen der neutralen und der äussersten tritt gleichzeitig eine Schubspannung  $\tau$  und eine Normalspannung  $\sigma$  auf, deren resultirende Wirkung die zulässige Materialanstrengung nicht überschreiten darf. Die ungünstigsten Werthe von  $\sigma$  und  $\tau$  treffen in dem Übergang zwischen Steg und Gurtung zusammen, weil hier  $\sigma$  noch nahezu  $= \max \sigma$  und  $\tau$ , wie aus Fig. 457, S. 530, ersichtlich,  $= \min \tau_i$  noch annähert  $= \max \tau_i$  ist, während innerhalb der Gurtung eine schroffe Verkleinerung von  $\tau$  eintritt. Für genietete Träger rückt die grösste resultirende Anstrengung etwas mehr nach der Trägermitte in die Lochreihe der Stegurtung, welche die Festigkeit herabsetzt. Im Interesse einfacher, allgemein verwendbarer Rechnung mit unbedingter Sicherheit für die Konstruktion wollen wir annehmen, dass an dieser Stelle noch die grössten Werthe von  $\sigma$  und  $\tau$  vorhanden sind. Dann muss für die resultirende Dehnung  $\epsilon$ , dividirt durch den Dehnungskoeffizienten  $\alpha$ , oder für die hierfür zu setzende grösste zulässige Normalspannung des Materials  $k_b$  die Bedingung erfüllt sein:

$$\frac{\epsilon}{\alpha} = k_b > 0,35 \max \sigma + 0,65 \sqrt{(\max \sigma)^2 + 4(\max \tau)^2} \dots \mathbf{342.*}$$

\*) Der Korrektionskoeffizient  $\alpha_0$  in der Bach'schen Gleichung C. Bach, Elasticität und Festigkeit, 4. Aufl., Berlin 1902, S. 420 —  $\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_s}$ , welcher sonst als Faktor von  $\tau$  auftritt, wird für isotropes Material  $= 1$  und verschwindet also, wenn die Schub- und Biegungsanstrengung, wie bei Krahngerüsten, in gleichartiger Kraftwirkungsweise ihren Ursprung haben.

Diese Beziehung lässt erkennen, dass eine möglichst weitgehende Ausnutzung der Schubfestigkeit des Steges durch Steigern von  $\max \tau$  sich nur auf Kosten einer gleichzeitigen Beschränkung der grössten resultirenden Anstrengung  $k_b$  in den Gurtungen erreichen lässt. Um günstige Querschnittsverhältnisse zu gewinnen und das Trägergewicht zu beschränken, ist  $\max \tau$  niedrig zu wählen, damit  $\max \sigma$  der zulässigen grössten Anstrengung für reine Normalspannung möglichst weit angenähert werden kann.

Setzen wir mit Rücksicht hierauf

$$\max \tau = 0,3 \max \sigma$$

so folgt aus Gleichung 342

$$\max \sigma = \frac{k_b}{0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4 \cdot 0,09}}$$

$$\max \sigma = 0,9 k_b$$

und  $\max \tau = 0,27 k_b$

Der Entwicklung des vorstehenden Ergebnisses lagen die übertrieben ungünstigen Annahmen zugrunde, dass in der Nietlochreihe des Steges für den Gurtungsanschluss noch die Schubspannung ( $\max \tau$ ) der Neutralfaser des Trägerquerschnitts herrscht, und dass andererseits die Normalspannung bereits die Biegungsanstrengung in den äussersten Gurtungsfasern erreicht, während die wirklichen Spannungswerte kleiner ausfallen. Im Hinblick hierauf lässt sich in Übereinstimmung mit genauen Prüfungsrechnungen ausgeführter Träger mit ausreichender Sicherheit darauf schliessen, dass auch bei voller Ausnutzung der zulässigen, reinen Biegungsanstrengung in den äussersten Gurtungsfasern, d. h. mit  $\max \sigma = k_b$  statt  $\max \sigma = 0,9 k_b$ , die resultirende Anstrengung aus Biegungs-, Schub- und Normalspannungen in dem gefährlichen Querschnitt der Längsnietlochreihe der Steggurtung den zulässigen Grenzwert  $k_b$  nicht übersteigt, wenn die grösste Schubspannung in der Neutralfaser des Trägers, nach Massgabe der bisherigen Voraussetzungen, — vergl. Gleichung 332, S. 532, und die zugehörige Fussnote — von vornherein genügend beschränkt wird.

Es darf demnach für Krahnträger und Ausleger ganz allgemein gesetzt werden

$$\left. \begin{array}{l} \max \sigma = k_b \\ \max \tau \leq 0,27 k_b, \text{ d. i. } \leq 0,33 k_s \end{array} \right\} \dots \dots \dots \text{ 343.}$$

so lange wenn  $k_b$  und  $k_s$  die zulässige Biegungs- und Schubspannung des Materials angeben.

Im allgemeinen wird  $k_b \geq 750 \text{ kg/qcm}$  gewählt. Höhere Werte sind unbedenklich, sofern nur die Tragfähigkeit der Konstruktion allein in Betracht kommt, werden aber mit Recht meist vermieden, um die gleichzeitig dadurch verstärkten, federnden Durchbiegungen zu beschränken. Mit Rücksicht hierauf empfiehlt es sich ferner,  $k_b$  nach Massgabe der Längen- und Spannweiten, die einen erheblichen Einfluss auf die Grösse der Durchbiegung haben, verschieden gross zu wählen und sich vor allem mit kleinen Werten von  $k_b$  zu begnügen, wenn die elastischen Formänderungen des Krahngerüsts gleichzeitig Triebwerke in ihrer gegenseitigen Lage störend beeinflussen. Die Durchbiegung pflegt man für alle Krahnbalke, die Laufkatzen tragen, auf 1:1000 zu beschränken. Für weit auskragende, schwer belastete Ausleger gebraucht man bisweilen den Kunstgriff, das äussere Ende schwach ansteigend auszuführen, um so beim Hinausfahren der Katze stärkere Durchbiegungen, d. h. leichtere Konstruktionen zu gestatten, ohne Gefahr, dass die Katze selbstthätig ins Rollen kommt.

**Geneigte Balken, auf Biegung, Schub und Druck beansprucht.**

Ist die Trägerachse gegen die lothrechte Belastungsrichtung geneigt, wie bei schräg aufsteigenden Auslegern, so kann man, ohne Änderung der Belastungsverhältnisse, die am Ausleger hängende Last  $Q$ , Fig. 460, im Schwerpunkt eines zu untersuchenden Querschnitts gleich und entgegengesetzt gerichtet hinzufügen, und erkennt dann, dass der Querschnitt durch das Moment  $M_b = Qa$  des Kräftepaars auf Biegung beansprucht wird, während die im Schwerpunkt übrig bleibende Einzelkraft  $Q$  sich in die Schubkomponente  $V$  nach der Richtung des Querschnitts und in die Druckkomponente  $N$  senkrecht zum Querschnitt zerlegt. In ähnlicher Weise gestalten sich die Verhältnisse für die Querschnitte in der gekrümmten Auslegerstrecke, wie durch die Kraftzerlegungen in der Figur angedeutet ist. In dem senkrechten Auslegerschaft oberhalb des Halslagers fällt die Schubkraft fort und herrscht nur Biegung und Druck, während im Krahnsäulenfuss zwischen Spurzapfenlager und Halslager die wagerechte Lagerreaktion  $H$  in jedem Querschnitt als Schubkraft auftritt und ausserdem, je nach dem Abstand des Querschnitts von dem Spurzapfenlager, ein Biegemoment erzeugt. Schliesslich beanspruchen auch noch die Krahnelastung, sowie das Eigengewicht der über dem untersuchten Querschnitt liegenden Konstruktionsteile den Querschnitt auf Druck.

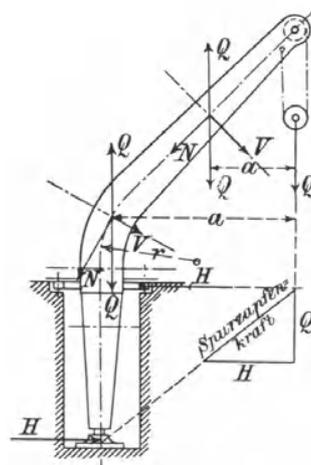


Fig. 460.

Da auch bei fehlender äusserer Schubkraft die Stege zwischen den Gurtungen nicht entbehrt werden können, hat dieser Fall auf die Konstruktion nur den Einfluss, dass sich die Anstrengung  $\max \sigma$  in den Gurtungen stets bis auf den vollen Werth von  $k_b$  steigern lässt. Die Stegstärke und Höhe bestimmen sich aus den anschliessenden Ausleger- oder Krahnsäulenstrecken, in denen Biegung, Druck und Schub auftreten. Es genügt demnach, den weiteren Erörterungen den allgemeineren Fall der dreifachen Beanspruchungsweise zugrunde zu legen.

Wirkt auf einen Trägerquerschnitt ein Biegemoment  $M_b$ , eine Schubkraft  $V$  und eine Belastung  $N$  senkrecht zum Querschnitt, so entwirft man das erforderliche I- oder Kastenprofil unter Benutzung der Gleichungen 332 und 334, S. 532 u. 533, am einfachsten zunächst lediglich für das Biegemoment  $M_b$  und die Schubkraft  $V$ . Dem entspreche beispielsweise für einen bestimmten Fall das aus Fig. 461 zu entnehmende, doppelsymmetrische Profil mit der Flanschbreite  $b + 2d$  und den gleichen Abständen  $e$  der äussersten Fasern von der Schwerpunktsachse  $X-X$ , ohne die in der Figur angedeuteten nachträglichen Veränderungen. Durch die Druckbelastung  $N$ , welche sich über den ganzen Querschnitt  $F$  gleichmässig vertheilt, tritt in allen Punkten eine zusätzliche Normalspannung auf

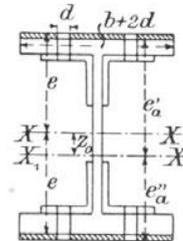


Fig. 461.

$$\sigma_n = \frac{N}{F} \dots \dots \dots 344.$$

Diese Normalspannung  $\sigma_n$  vermindert in der durch die Biegung gezogenen Flansche die dort vorhandene grösste Biegezugspannung  $\max \sigma_b$  in der äussersten Faser und addirt sich andererseits in der bereits durch

die Biegung gedrückten Flansche zu der Biegungsspannung, so dass hier in der äussersten Faser der Spannungswerth  $\max \sigma_b + \sigma_n$  die zulässige Grenzspannung  $\max \sigma_b$  überschreitet, während in der gegenüberliegenden Flansche das Material nicht voll ausgenutzt wird.

Durch Verkleinern der Zugflansche und gleichzeitiges Verstärken der Druckflansche, nach Massgabe der in der Figur schraffirten Streifen, lässt sich ein Spannungsausgleich in der Weise vermitteln, dass die resultirenden Spannungen in den hierdurch gleichzeitig verlegten, äussersten Fasern gleich gross ausfallen und auf den Grenzwert  $\max \sigma$  beschränkt werden. Hierfür muss die Biegungszugspannung in der äussersten gezogenen Faser des veränderten Querschnitts mit Rücksicht auf ihre Entlastung durch  $N$  der Bedingung genügen

$$\sigma_b = \max \sigma + \sigma_n \dots \dots \dots \mathbf{345.}$$

Durch die Querschnittsveränderung entsteht auch eine neue Schwerpunktsachse  $X_1 X_1$  im Abstände  $z_0$  von der ursprünglichen  $XX$ .

Bezeichnet ferner  $\Theta$  das Trägheitsmoment des ursprünglichen Querschnitts,

$\Theta_1$  das des veränderten Querschnitts, bezogen auf die zugehörigen Schwerpunktsachsen,

so ist auf Grund der Annahmen, unter denen das ursprüngliche Profil ohne Berücksichtigung von  $N$  entworfen war,

$$\max \sigma = \frac{M_b}{\Theta} e \dots \dots \dots \mathbf{346.}$$

und für den veränderten Querschnitt, mit Berücksichtigung der Bedingungs-gleichung 345,

$$\sigma_b = \max \sigma + \sigma_n = \frac{M_b}{\Theta_1} e'_a \text{ sehr angenähert } = \frac{M_b}{\Theta_1} (e + z_0)$$

$$\text{also auch } \frac{M_b}{\Theta} e + \sigma_n = \frac{M_b}{\Theta_1} (e + z_0).$$

Wenn man die Querschnittsveränderung so wählt, dass  $\Theta_1 = \Theta$  bleibt, wird

$$\sigma_n = \frac{M_b}{\Theta} z_0$$

oder mit  $\frac{M_b}{\Theta} = \frac{\max \sigma}{e}$  nach Gleichung 346

$$z_0 = \frac{e \sigma_n}{\max \sigma} \dots \dots \dots \mathbf{347.}$$

Zu dem gleichen Ergebniss gelangt man, wenn man dieselben Bedingungs-gleichungen mit der entsprechenden Annäherung für die gedrückte Quer-schnittshälfte des Trägers aufstellt.

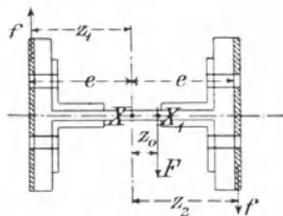


Fig. 462.

Denkt man sich von der gezogenen Flansche den Flächenstreifen  $f$ , Fig. 462, fortgenommen und aussen an die gedrückte Flansche angesetzt, so bleibt die Gesamtfläche des Querschnitts unverändert, ferner die Summe der Schwerpunktabstände  $z_1$  und  $z_2$  der Flächenstreifen  $f$ , inbezug auf die ursprüngliche Schwerpunktsachse durch  $X$ , gleich der ursprünglichen Trägerhöhe,  $z_1 + z_2 = 2e$ , also schliesslich das statische Moment der veränderten

Flächenvertheilung, wenn  $X_1$  die neue Schwerpunktslage und  $F$  die ganze Querschnittsfläche bezeichnen,

$$Fz_0 = fz_1 + fz_2 = 2fe$$

oder mit Gleichung 347 und 344

$$f = \frac{F z_0}{2 e} = \frac{F}{2} \frac{\sigma_n}{\max \sigma} = \frac{N}{2 \max \sigma} \dots \dots \dots \text{348.}$$

Die so bestimmte Querschnittsveränderung bedarf aber noch einer nachträglichen Berichtigung, weil damit zunächst nur die erforderliche neue Schwerpunktslage gewonnen ist, ohne die gleichzeitige Bedingung hierfür, die vorausgesetzte Übereinstimmung des neuen Trägheitsmomentes mit dem alten zu erfüllen.\*)

Näherungsweise ist das Trägheitsmoment des veränderten Querschnitts mit Rücksicht auf die sehr kleinen Querschnittsveränderungen  $\Theta_1 = \Theta - Fz_0^2$ , also um  $Fz_0^2$  kleiner, als es nach den Grundbedingungen der Umwandlung sein sollte. Die hiernach erforderliche Erhöhung des Trägheitsmomentes lässt sich durch eine Flanschenverstärkung erreichen, die aber auf beide Flanschen verteilt werden muss, um die bereits ermittelte Schwerpunktslage des abgeänderten Querschnitts durch die Berichtigung des Trägheitsmomentes möglichst wenig zu verlegen. Aus diesem Grunde verstärken wir die um  $f$  verringerte Zugflansche wieder durch einen Flächenstreifen  $f_1$ , Fig. 463, und verstärken die bereits durch  $f$  verdickte Druckflansche noch durch einen zweiten Flächenstreifen  $f_2$ . Hierdurch bleibt die zuletzt gewonnene Schwerpunktsachse  $X_1 X_1$  angenähert in ihrer Lage, falls die Streifen der Bedingung genügen

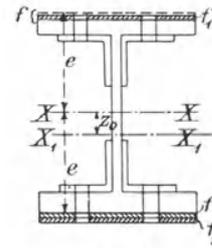


Fig. 463.

$$f_1 (e + z_0) = f_2 (e - z_0) \dots \dots \dots \text{349.}$$

und zur Erhöhung des Trägheitsmomentes den Werth liefern

$$f_1 (e + z_0)^2 + f_2 (e - z_0)^2 = Fz_0^2 \dots \dots \dots \text{350.}$$

Setzt man aus Gleichung 349 den Werth von  $f_2 (e - z_0)$  in 350 ein, so folgt

$$f_1 (e + z_0)^2 + f_1 (e + z_0) (e - z_0) = Fz_0^2$$

oder

$$f_1 = \frac{Fz_0^2}{2e^2 \left( 1 + \frac{z_0}{e} \right)} \dots \dots \dots \text{351.}$$

Nach Gleichung 348 ist  $\frac{z_0^2}{e^2} = \frac{4f^2}{F^2}$  und auch  $1 + \frac{z_0}{e} = 1 + \frac{2f}{F} = \frac{F + 2f}{F}$

mithin

$$f_1 = \frac{2f^2}{F + 2f} \dots \dots \dots \text{352.}$$

Ebenso folgt mit Benutzung des Werthes für  $f_1 (e + z_0)$  aus Gleichung 349 in 350 und mit den entsprechenden, weiteren Umformungen

$$f_2 = \frac{2f^2}{F - 2f} \dots \dots \dots \text{353.}$$

Bezeichnet, Fig. 464,  $f_z$  den Flächenstreifen, um den die Zugflansche aussen in ihrer ganzen Breite zu vermindern ist, und  $f_d$  den Streifen, um welchen die Druckflansche nach aussen gegen die ursprünglichen Abmessungen zu verstärken ist, damit der ursprünglich nur für das Biegemoment  $M_b$  und die Schubkraft  $V$  entworfene Querschnitt nachträglich für die gleichzeitige Aufnahme der Druckbelastung  $N$  in geeigneter Weise abgeändert wird, so ist

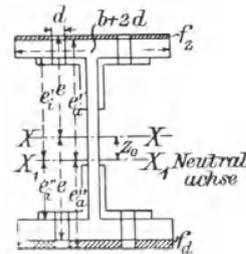


Fig. 464.

\*) Vergl. L. Pinzger, Berechnung und Konstruktion der Maschinenelemente. Leipzig 1886.

$$f_z = f - f_1 = f - \frac{2f^2}{F + 2f} = \frac{F}{F + 2f} \cdot f \quad \dots \quad 354.$$

$$\text{und} \quad f_d = f + f_2 = f + \frac{2f^2}{F - 2f} = \frac{F}{F - 2f} \cdot f \quad \dots \quad 355.$$

also schliesslich mit dem Werth von  $f$  aus Gleichung 348, S. 539,

$$f_z = \frac{F}{F + \frac{2N}{2 \max \sigma}} \cdot \frac{N}{2 \max \sigma}$$

$$f_z = \frac{F \cdot N}{2(F \max \sigma + N)} \quad \dots \quad 356.$$

$$\text{und} \quad f_d = \frac{F \cdot N}{2(F \max \sigma - N)} \quad \dots \quad 357.$$

Hier bedeutet  $F$  den Querschnittsinhalt des nur für das Biegemoment  $M_b$  und die Schubkraft  $V$  nach Gleichung 332 und 334, S. 532 und 533, unter Annahme einer bestimmten Flanschbreite  $b$  ermittelten Trägerprofils, mit Einschluss der in der Figur fortgelassenen Eckeisen, aber unter Abzug der Nietlöcher in der Gurtung.  $N$  entspricht der zusätzlichen Druckbelastung. Ist  $V=0$ , so scheidet die Gleichung 332 zur Trägerberechnung aus, und  $s$  bestimmt sich, wie S. 537 erwähnt, aus den Anschlussquerschnitten des Trägers, in denen wieder  $V$  auftritt, da der Steg an sich nicht entbehrt werden kann und wegen der einfachen Ausführung im ganzen Träger in gleicher Stärke beibehalten wird;  $\max \sigma$  darf in beiden Fällen auf  $k_b$  gesteigert werden.

Die Dickenänderungen der Flanschen erhält man durch Division der Werthe  $f_z$  bzw.  $f_d$  mit der Flanschenbreite  $b$ , unter  $b$  die Breite abzüglich der Nietlöcher verstanden.

In den meisten Fällen liefert die Rechnung für  $f_z$  und  $f_d$  so kleine Werthe, dass schliesslich Zug- und Druckgurtung gleich stark ausgeführt werden.

Es genügt deshalb auch in der Regel, wenn man den Balken nur auf Biegung berechnet und wegen der zusätzlichen Druckspannung die zulässige Biegungsspannung um etwa 20 bis 30 kg/qcm herabsetzt. Die Zulässigkeit dieses Verfahrens lässt sich in jedem Fall leicht prüfen.\*)

#### Gekrümmte Krahnbalken.

Die Anstrengungen in gekrümmten Trägern fallen unter sonst gleichen Verhältnissen ungünstiger aus, als in geraden.

Bezeichnet  $r$  den Krümmungshalbmesser der Faser, Fig. 460, S. 537, in welcher die Schwerpunkte der nach dem Krümmungsmittelpunkt gerichteten Querschnitte liegen,

$\eta$  den Abstand eines Flächenelements im untersuchten Querschnitt von der Schwerpunktsachse, die parallel zur Drehachse des biegenden Momentes läuft, und zwar  $\eta$  positiv für die Elemente, die nach der äusseren Krümmung zu liegen, negativ für die Abstände, welche nach dem Krümmungsmittelpunkt hinweisen,

$M_b$  das Biegemoment der äusseren Belastung bezogen auf die Schwerpunktsachse, positiv, wenn es auf eine Verkleinerung des ursprünglichen Krümmungshalbmessers hinwirkt, im umgekehrten Sinne negativ,

\*) Die Ermittlung geeigneter Trägerprofile erleichtern wesentlich die Werke: Scharowsky, „Widerstandsmomente und Gewichte genieteteter Träger“, und Zimmermann, „Genietetete Träger, Tabellen der Trägheitsmomente, Widerstandsmomente und Gewichte.“

$N$  die Belastung im Schwerpunkt senkrecht zum Querschnitt, negativ, wenn sie als Druck, positiv, falls sie als Zug wirkt,

$F$  den Querschnittsinhalt, einschliesslich der Eckeisen, unter Abzug der Nietlöcher in der Gurtung,

$\alpha$  einen von dem Querschnitt abhängigen Koeffizienten,

so besteht für die Normalspannung  $\sigma$  im Abstände  $\eta$  von der Schwerpunktsachse die Beziehung

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_b}{Fr} + \frac{M_b}{\alpha Fr} \frac{\eta}{r + \eta} \dots \dots \dots \text{358.}^*)$$

mit dem Werth 
$$\alpha F = - \int_{r+\eta}^{\eta} dF \dots \dots \dots \text{359.}$$

Die genaue Bestimmung von  $\alpha$  auf rein analytischem Wege führt zu praktisch unzulässig weitläufigen Rechnungen. Das nachstehend angegebene Verfahren von Bantlin vereinfacht die Rechnung mit Hilfe einer geometrischen Konstruktion des Verhältnisses  $\eta : (r + \eta)$  und durch Ermittlung von Theilwerthen des Integrals für  $\alpha$ , die zur Addition tabellarisch zusammengestellt werden.\*\*)

Bezeichnet  $O$  den Schwerpunkt des zu untersuchenden Querschnitts, Fig. 465, S. 542,

$KM$  die Krümmungsachse in der Schnittebene,

$r$  den Krümmungshalbmesser der Schwerpunktfaser

und zieht man von einem zunächst beliebigen Punkt  $M$  der Krümmungsachse durch irgend einem Punkt  $b$  der Symmetrieachse des Trägerquerschnitts den Strahl  $Mba$ , so verhält sich

$$Ob : bK = Oa : KM$$

oder  $(-\eta) : r + (-\eta) = Oa : KM$

Setzt man  $KM = 1$  — die Strecke ist für genaue Ermittlungen möglichst gross, z. B. = 1 cm zu wählen — so stellt  $Oa$  im Massstab von  $KM$  gemessen, d. h. in Bruchtheilen von  $KM$ , unmittelbar das Verhältniss  $\eta : (r + \eta)$  nach Grösse und Vorzeichen dar.

Für den betrachteten Punkt  $b$  ist  $Oa$  nach links gerichtet, also =  $-x$ , wenn man die Schwerpunktsachse als Abscissenachse wählt. Für Punkte  $b$  oberhalb  $O$  erhält man zu den positiven Werthen von  $\eta$  auch positive Werthe von  $x$ .

Trägt man in die Figur  $bc$  gleich und parallel  $Oa$  ein, so liegen sämtliche derart festgelegte Punkte  $c$  auf einer Kurve, deren Abscissen die zugehörigen Werthe  $\eta : (r + \eta)$  angeben, und man hat zum Aufzeichnen der vollständigen Kurve das eingeschlagene Verfahren nur zu wiederholen, indem man weitere Strahlen durch  $M$  zieht.

Der geometrische Ort der Punkte  $c$  ist, wie aus der Konstruktion hervorgeht, mit der Mariotte'schen Linie identisch und also eine durch  $O$  gehende gleichseitige Hyperbel mit dem Mittelpunkt in  $M$ .\*\*\*)

\*) C. Bach, Elasticität und Festigkeit. 4. Aufl. Berlin 1902, S. 472 u. f.

\*\*) A. Bantlin, Beitrag zur Bestimmung der Biegungsspannung in gekrümmten stabförmigen Körpern. Z. d. V. d. I. 1901, S. 164, und hiernach im Auszug C. Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., S. 33, ferner die neueste Abhandlung von M. Tolle. Zur Ermittlung der Spannungen krummer Stäbe. Z. d. V. d. I. 1903, S. 884 u. f.

\*\*\*) Da im letzten Glied der allgemeinen Gleichung 358 für  $\sigma$  ebenfalls der Quotient  $\eta : (r + \eta)$  als Faktor auftritt, bildet auch die Schaulinie von  $\sigma$ , wie schon Bantlin nachgewiesen hat, eine gleichseitige Hyperbel mit dem Mittelpunkt  $M_1$  in der Ent-

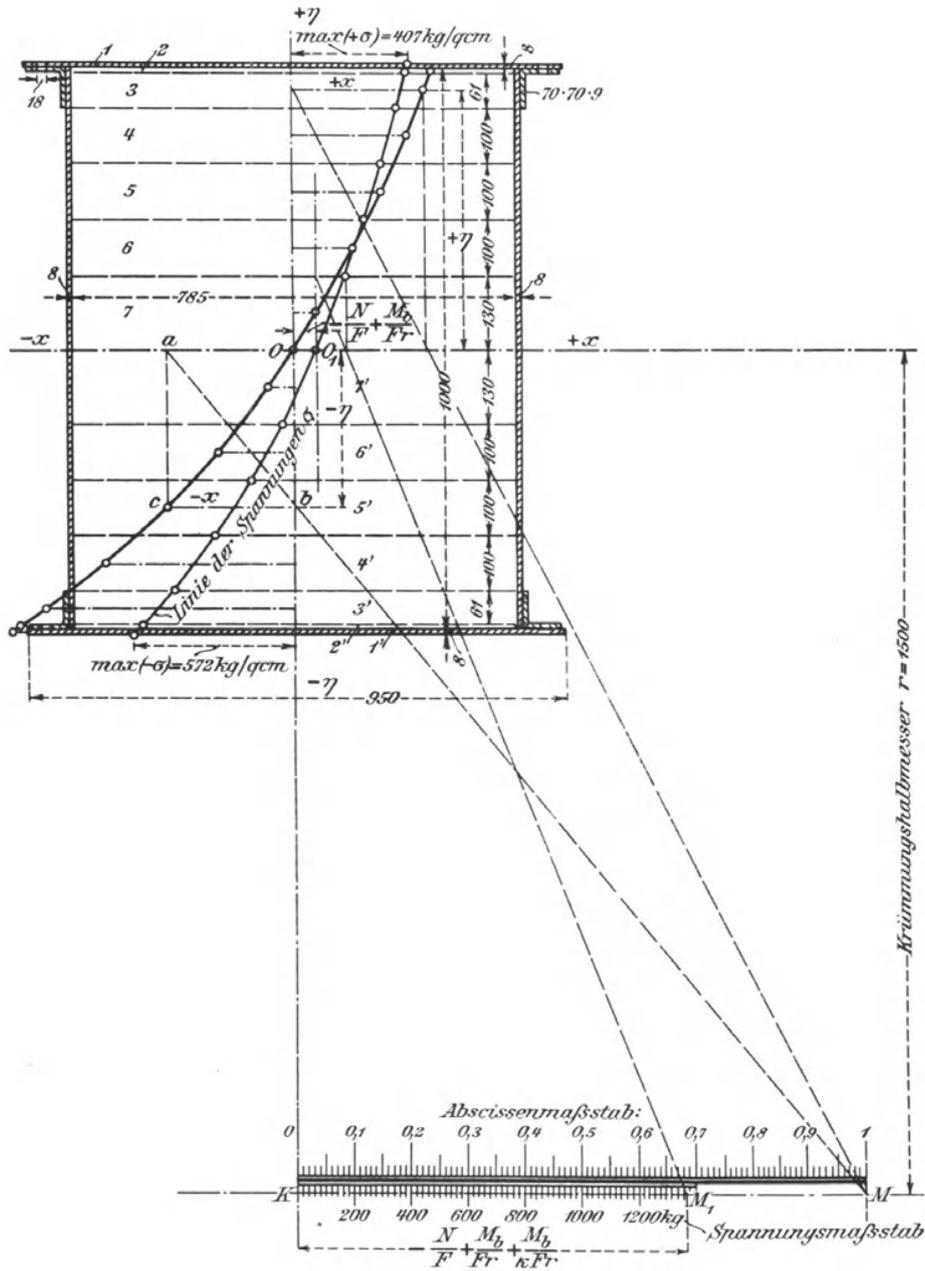


Fig. 465.

Zur Bestimmung des Integralwerthes  $\int_{r+\eta}^{\eta} \frac{dF}{r+\eta}$  für  $z$  schlägt man den Weg ein, den Trägerquerschnitt in endliche Flächenelemente zu zerlegen, fernung  $K M_1 = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F r} + \frac{M_b}{z F r}$ , welche die Schwerpunktschwerachse in  $O_1$  im Abstände  $O O_1 = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{F r}$  schneidet.

an Stelle der unendlich kleinen  $dF$ , multiplicirt diese je mit dem zugehörigen Mittelwerth  $\frac{\eta}{r+\eta}$ , d. i.  $x$ , und bildet aus der tabellarischen Zusammenstellung der einzelnen Produkte die Summe.

Hierbei ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass bei verwickelten Querschnittsformen und besonders bei gekrümmter Umgrenzung die einzelnen Flächenstreifen sich möglichst einfach als Rechtecke oder Trapeze bestimmen lassen und die Streifen nur so breit gewählt werden, dass die Kurvenelemente innerhalb derselben noch als geradlinig betrachtet werden können, um eine genügend scharfe Bestimmung der Mittelwerthe der Abscissen  $x = \eta : (r + \eta)$  für jeden einzelnen Flächenstreifen zu gestatten.

Hier lässt sich der vorliegende Querschnitt, Fig. 465, bequem derart eintheilen, dass Feld 1 die obere Gurtung, 2 die oberen Winkelschenkel der Gurtungseisen, und Feld 3 die senkrechten Schenkel der Eckeisen enthält. Der Rest der Stege wird in gleiche Felder 4, 5 u. 6 von je 10 cm Breite, sowie schliesslich in das Feld 7 von 13 cm Breite zerlegt.\*)

Die als Beispiel gewählte Figur entspricht dem Querschnitt  $CD$ , Fig. 1, des Fairbairn-Krahns, Taf. 31, und liefert folgende tabellarisch zusammengestellte Werthe mit Abzug der Nietlöcher in der oberen Gurtung:

No.	Flächenstreifen qcm	Ab- scissen $+x$	Positive Werthe $\frac{r}{r+\eta} \cdot dF$	No.	Flächenstreifen qcm	Ab- scissen $-x$	Negative Werthe $\frac{\eta}{r+\eta} \cdot dF$
1	$(95 - 3,6) \cdot 0,8 = 73,2$	0,252	18,4	1'	$(95 - 3,6) \cdot 0,8 = 73,2$	0,510	37,3
2	$2(7 + 0,8 - 1,8) \cdot 0,9 = 10,8$	0,247	2,67	2'	$2(7 + 0,8 - 1,8) \cdot 0,9 = 10,8$	0,494	5,34
3	$2(0,8 + 0,9) \cdot 6,1 = 20,74$	0,233	4,83	3'	$2(0,8 + 0,9) \cdot 6,1 = 20,47$	0,444	9,22
4	$2 \cdot 0,8 \cdot 10 = 16,0$	0,201	3,22	4'	$2 \cdot 0,8 \cdot 10 = 16,0$	0,339	5,42
5	$2 \cdot 0,8 \cdot 10 = 16,0$	0,161	2,58	5'	$2 \cdot 0,8 \cdot 10 = 16,0$	0,226	3,62
6	$2 \cdot 0,8 \cdot 10 = 16,0$	0,106	1,7	6'	$2 \cdot 0,8 \cdot 10 = 16,0$	0,136	2,18
7	$2 \cdot 0,8 \cdot 13 = 20,8$	0,039	0,81	7'	$2 \cdot 0,8 \cdot 13 = 20,8$	0,044	0,91
Obere Querschnittshälfte = 173,54			$\sum \frac{\eta}{r+\eta} dF$ = +34,21	Untere Querschnittshälfte = 173,54			$\sum \frac{-\eta}{r+\eta} dF$ = -63,99

Schliesslich folgt aus den verschiedenen Werthen auch noch  $F = 347,1$  qcm und für Gl. 359, S. 541

$$\kappa F = - \int \frac{\eta}{r+\eta} dF \text{ lässt sich mit den ermittelten Theilwerthen schreiben}$$

$$\kappa \cdot 347,1 = - (34,21 - 63,99) = 29,78$$

im vorliegenden Fall  $\kappa = 0,0859$ .

Nach der später, S. 586 u. f., durchgeführten vollständigen Berechnung des Fairbairn-Krahnes wirken in dem untersuchten Querschnitt die Druckkraft  $N = -9310$  kg und ein positives Biegemoment

$$M_b = 9000 \cdot 580 + \frac{1750 \cdot 580}{2} = 5727500 \text{ kgcm.}$$

Hiermit und mit dem vorstehenden Werthe von  $\kappa$ ,  $F$  und  $r$  liefert Gl. 358, S. 541

$$\max(-\sigma) = - \frac{9310}{347,1} + \frac{5727500}{347,1 \cdot 150} - \frac{5727500}{0,0859 \cdot 347,1 \cdot 150} \cdot \frac{50,8}{99,2} \sim -572 \text{ kg/qcm}$$

als grösste Druckspannung in der inneren Laibung des gekrümmten Trägers an der untersuchten Stelle und

$$\max(+\sigma) = - \frac{9310}{347,1} + \frac{5727500}{347,1 \cdot 150} + \frac{5727500}{0,0859 \cdot 347,1 \cdot 150} \cdot \frac{50,8}{200,8} \sim 407 \text{ kg/qcm}$$

grösste resultirende Zuganstrengung in der äusseren Gurtung.

\*) Für genaue Ermittlungen sind selbstverständlich die Zeichnungen in entsprechend grossem Massstab zu entwerfen.

Im allgemeinen liegt es im Interesse der Ausführung und der Beschränkung der in gekrümmten Trägern auftretenden zusätzlichen Spannung, den Krümmungsradius  $r$  möglichst gross zu wählen. Geschieht dies, so lässt sich für  $\sigma$  ein Näherungswerth mit Ausscheidung von  $\varkappa$  entwickeln.

Schreibt man die Gleichung 358, S. 541, für  $\sigma$  in der Form

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_b}{Fr} + \frac{M_b}{\varkappa Fr^2} \cdot \frac{\eta}{1 + \frac{\eta}{r}}$$

und wählt für die Beziehung 359, S. 541, den Ausdruck

$$\varkappa Fr = -r \int \frac{\eta}{r + \eta} dF + \int \eta dF$$

was zulässig ist, weil das Zusatzglied auf der rechten Seite als Ausdruck für das statische Moment der ganzen Querschnittsfläche, bezogen auf die Schwerpunktsachse, = 0 ist und den Werth nicht verändert,

$$\text{so folgt} \quad \varkappa Fr = \int \left( \eta - \frac{r\eta}{r + \eta} \right) dF = \int \frac{\eta^2}{r + \eta} dF$$

$$\text{und} \quad \varkappa Fr^2 = \int \frac{\eta^2 r}{r + \eta} dF = \int \frac{\eta^2}{1 + \frac{\eta}{r}} dF.$$

Für den Fall, dass  $\eta$  klein im Verhältniss zu  $r$  ist, also  $\frac{\eta}{r}$  gegen 1 vernachlässigt werden darf, wird  $\varkappa Fr^2 = \int \eta^2 dF = \Theta$ , dem Trägheitsmoment des Querschnitts, bezogen auf die Schwerpunktsachse.

Hiermit geht der Werth von  $\sigma$  über in

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_b}{Fr} + \frac{M_b}{\Theta} \frac{\eta}{1 + \frac{\eta}{r}} \dots \dots \dots \quad \mathbf{360.*}$$

Da man für gekrümmte Krahnenausleger  $N$  als Druckkraft negativ einzuführen hat,  $M_b$  positiv, und  $\eta$  für die Flächenelemente der inneren Laibung negativ, für die andere Querschnittshälfte positiv ist, erhält man, mit Berücksichtigung der Vorzeichen für die absoluten Zahlenwerthe der einzelnen Grössen, die Grenzwerte:

Grösste resultirende Druckspannung an der inneren Laibung

$$\max(-\sigma) = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{Fr} - \frac{M_b}{\Theta} \frac{e_a''}{1 + \frac{e_a''}{r}} \dots \dots \dots \quad \mathbf{361.}$$

\*) Es ist besonders hervorzuheben, dass die Vernachlässigung von  $\frac{\eta}{r}$  in der Entwicklung unter dem Integralzeichen nicht dazu verleiten darf, im Schlussglied der Gleichung, ausserhalb des durch  $\Theta$  ersetzten Integrals, dieselbe Vereinfachung nochmals vorzunehmen, weil die zweimalige Benutzung des analogen Näherungswerthes das Fehlerglied des Schlussergebnisses erhöht. Die Vernachlässigung unter dem Integralzeichen ist ausserdem von verhältnissmässig geringem Einfluss, da hier die Werthe von  $\eta = 0$  bis  $\eta = \max \eta$  im Verhältniss zu  $r$  in Betracht kommen, während ausserhalb des Integralzeichens für die untersuchte Faser nur der zugehörige obere Grenzwert  $\eta$  in Rechnung zu stellen ist, also die Vernachlässigung von  $\frac{\eta}{r}$  gegen 1 mehr ins Gewicht fallen würde. Im übrigen ist bemerkenswerth, dass der für  $\varkappa Fr^2$  benutzte Näherungswerth  $\Theta$  für das dritte Glied der Gleichungen 361 und 362 zu grosse Werthe liefert und zwar um so mehr, je grösser  $e_a$  im Verhältniss zu  $r$ , so dass also das Näherungsverfahren keinesfalls die Konstruktionsicherheit beeinträchtigt. — Vergl. C. Bach, Elasticität. 4. Aufl., S. 476, Fussnote.

und die grösste resultirende Zugspannung in den Aussenfasern der Zugflansche

$$\max(+\sigma) = -\frac{N}{F} + \frac{M_b}{Fr} + \frac{M_b}{\Theta} \frac{e'_a}{1 + \frac{e'_a}{r}} \dots \dots \dots \quad \mathbf{362.}$$

Zum Entwerfen der Querschnitte gekrümmter Krahnenauslegerstrecken ist folgendes Verfahren einzuschlagen.

Man bestimmt zunächst die Flanschquerschnitte  $f = b \delta$  und die Stegdicke  $s$  nach Massgabe der anschliessenden geraden Auslegerstrecken aus Gleichung 332, S. 532, und 334, S. 533, für das vorliegende  $M_b$  und die Schubkraft  $V$ , indem man jedenfalls die schon in den Anschlussstrecken vorhandene Gurtungsbreite und Stegdicke beibehält und schroffe Änderungen von  $h_i$  vermeidet. Dann verwandelt man das symmetrische Querschnittsprofil erforderlichenfalls in ein unsymmetrisches, unter Benutzung der Gleichungen 356 und 357, S. 540, um den Querschnitt für die Aufnahme der zusätzlichen Druckbelastung  $N$  geeignet umzugestalten, und verstärkt die Druckflansche noch weiter, je nach der Grösse des Krümmungshalbmessers um etwa 10 bis 20 0/0, damit die ungünstigere Belastung der Druckflansche und die verminderte Beanspruchung der Zugflansche innerhalb der gekrümmten Strecke berücksichtigt werden.

In den meisten Fällen begnügt man sich für die Ausführung auch hier mit gleich starken Zug- und Druckgurtungen, unter Verzicht auf die mögliche Materialersparniss, setzt im Entwurf, indem man den Balken zunächst wie einen geraden berechnet, den Werth von  $k_b$  schätzungsweise niedriger, als für gerade Balken ein, um den nachtheiligen Einfluss der Krümmung hierdurch auszugleichen, und prüft nur die gewählte Querschnittsabmessung nachträglich an Hand der Gleichungen 361 und 362 inbezug auf ihre Zulässigkeit. Erweisen sich Abänderungen als nothwendig, so ist der verbesserte Querschnitt selbstverständlich einer nochmaligen genauen Prüfung zu unterwerfen. Für besonders sorgfältige Bestimmungen liefert das im Beispiel, Fig. 465, behandelte Verfahren den einzuschlagenden Rechnungsweg.

**Nietdurchmesser und zulässige Belastung der Nietungen.**

Die Nietverbindungen übertragen an den Verbindungsstellen der zusammengenieteten Konstruktionstheile die Beanspruchung der einzelnen Theile durch ihren Reibungschluss, der somit der Kraft, welche die Verbindung zu trennen sucht, mit Sicherheit widerstehen muss.

Für den Nietbolzendurchmesser  $d$  in cm ist der Bach'sche Werth

$$d = \sqrt{5s} - 0,4 \dots \dots \dots \quad \mathbf{363.}$$

zu benutzen, mit  $s$  gleich der grössten Einzelstärke der Verbindungstücke in cm, d. h. der Stegstärke oder der grössten Dicke der einzelnen Gurtungslamellen, nicht der ganzen Gurtungsdicke. Mit Rücksicht auf die Gleichartigkeit der Nietung sind die Gurtungslamellen möglichst übereinstimmend mit der Stegdicke zu wählen; ihre Zahl ist aus dem erforderlichen Gesamtquerschnitt zu ermitteln.

Die Übertragungsfähigkeit des durch Nietung erzeugten Reibungschlusses darf nach den Bach'schen Versuchen

zu 600 kg für das qcm-Nietquerschnitt bei einschnittigen Nieten } 364.  
 „ 1000 kg „ „ „ „ „ zweischnittigen „ }  
 angenommen werden.\*)

\*) Vergl. C. Bach, Die Maschinenelemente, Kapitel „Nieten“.

**Nietverbindung zwischen Steg und Gurtung.**

Die Vernietung des Steges mit dem Winkeleisen zur Aufnahme der Gurtung hat der Schubkraft  $V$  zu widerstehen, welche in der Nietlochreihe im Stegquerschnitt wirkt.

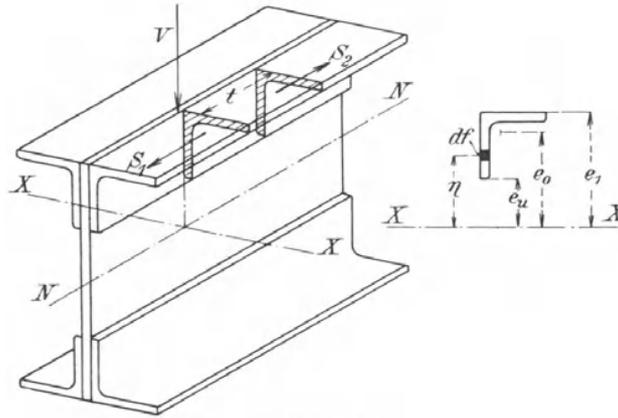


Fig. 466.

- Bezeichnet  $f$  den Querschnitt eines Winkeleisens der Gurtung,  
 $df$  ein Flächenelement desselben im Abstände  $\eta$  von der neutralen Faserschicht des Trägers,  
 $\sigma$  die in  $df$  wirkende Normalspannung in kg/qcm,  
 $t$  die Niettheilung in cm oder, einreihige Nietung vorausgesetzt, die Länge der zu einem Niet gehörigen Winkeleisenstrecke, welche zur Untersuchung aus der Gurtung, Fig. 466, herausgeschnitten wird,  
 $S_1$  die Normalkraft im ganzen vorderen Winkeleisenquerschnitt,  
 $S_2$  die Normalkraft im ganzen hinteren Winkeleisenquerschnitt,  
 $M_b$  das Biegemoment des Trägers bezogen auf seine Neutralachse in der vorderen Querschnittsebene der untersuchten Winkeleisenstrecke,  
 $M_b + \Delta M_b$  das Biegemoment für den hinteren Untersuchungsschnitt,  
 $\Theta$  das äquatoriale Trägheitsmoment des ganzen Trägerquerschnitts,  
 $e_1$  den Abstand der Oberkante des Winkeleisens von der Neutralfaserschicht des Trägers,  
 $e_u$  den Abstand der Unterkante des Winkeleisens von der Neutralfaserschicht des Trägers,  
 $e_o$  Abstand des Schwerpunktes im Winkeleisenquerschnitt von der Neutralfaserschicht,  
 $V$  die Schubkraft der Trägerbelastung in der Ebene des vorderen Untersuchungsschnittes, so ist nach einem von Ensslin aufgestellten Rechnungsgang:

$$S_1 = \int_{e_u}^{e_1} \sigma df = \int_{e_u}^{e_1} \eta \frac{M_b}{\Theta} \cdot df = \frac{M_b}{\Theta} \int_{e_u}^{e_1} \eta df = \frac{M_b}{\Theta} f e_o$$

und sinngemäss übereinstimmend auch

$$S_2 = \frac{M_b + \Delta M_b}{\Theta} f e_o.$$

Mithin die Belastung des Nietfeldes

$$S_2 - S_1 = \frac{\Delta M_b}{\Theta} \cdot f e_o \quad . . . . . \quad \mathbf{365.}$$

Aus den vorangestellten Begriffsbestimmungen folgt

$$\Delta M_b = V \cdot t \quad . . . . . \quad \mathbf{366.}$$

und somit für die doppelschnittige Gurteckeisennietung der I-Träger nach Gl. 364, S. 545,

$$\frac{\pi}{4} d^2 1000 = \frac{V}{\Theta} \cdot t f e_o \quad . . . . . \quad \mathbf{367.}$$

und für Träger mit Kastenquerschnitt, wegen der einschnittigen Nietung

$$\frac{\pi d^2}{4} 600 = \frac{V}{\Theta} t f e_o \quad . . . . . \quad \mathbf{368.}$$

mit der Massgabe, dass hierfür nach dem voranstehenden Rechnungsgang der Querschnitt in zwei I-Träger aufzulösen ist und deshalb in Gl. 368  $V$  und  $\Theta$  nur die Schubkraft und das Trägheitsmoment des halben Trägerquerschnittes bedeuten.

In sinnemäss gleicher Weise berechnet sich die Vernietung der Eck-eisen mit der Gurtung und die Nietverbindung der Gurtungslamellen für mehrplattige Gurtungen.

In den meisten Fällen liefern die aus Gl. 367 und 368 für ausreichende Kraftübertragung bestimmten Niettheilungen  $t$  so grosse Werthe, dass die Rücksichten auf genügend dichten Fugenschluss der zusammengehefteten Trägereisen in den Vordergrund treten und die Theilung bestimmen.

Hierfür empfehle ich die Beschränkung  $t = 5d$  bis höchstens  $8d$  **369.** je nach der Steifigkeit der Konstruktion, mit dem unteren Grenzwert für einseitige Verstärkung von Flacheisen oder Blechtafeln von nicht mehr als 11 mm Dicke mit einem Winkeleisen und dem oberen Grenzwert für doppelseitig durch Winkeleisen versteifte Bleche. Ausserdem ist zu berücksichtigen, dass Konstruktionen im Freien, die dem Eindringen von Regen in die Nietfugen und damit dem Rosten ausgesetzt sind, dichtere Niettheilung als solche in geschützten Räumen verlangen.\*)

Als unterste Grenze für  $t$  gilt im Hinblick auf den Platz für das Schlagen der Nietköpfe

$$t \geq 2,5 d \quad . . . . . \quad \mathbf{370.}$$

Liefert die Kraftrechnung kleinere Werthe, so müssen doppelreihige Nietungen angewendet werden, für deren Abstand  $2t$  genügt, wenn man die beiden Nietreihen gegeneinander versetzt.

Die Schubwiderstandsfähigkeit des Steges wird durch die Lochreihe für die Vernietung mit den Eck-eisen geschwächt, und zwar nach der üblichen, in Wahrheit zu ungünstigen Annahme, dass die Querschnitte in der Lochreihe noch mit der Belastung der zugehörigen, vollen Blechstreifen beansprucht werden, im Verhältniss  $\varphi = \frac{t-d}{t}$  zum vollen Querschnitt.

Deshalb ist die Stegdicke  $s$ , sowohl für I-, wie für kastenförmigen Balkenquerschnitt zum Ausgleich der Abschwächung im umgekehrten Ver-

\*) Die Gutehoffnungshütte wählt für gewöhnliche Heftnietungen  $t \leq 20s$  für Verbindungen von Flacheisen und Blechen und für zweireihige Nietung mit dem Abstand  $a$  der beiden Nietreihen  $t = 40s - a$ , mit dem Grenzwert  $t = 20s$ . Für Heftnietungen von L- oder □-Eisen oder Flacheisen, die zwischen solche Stäbe genietet werden, welche seitliches Ausbiegen verhindern.  $t = 80s - a$  bis  $120s - a$ , je nachdem die Nietung der Witterung ausgesetzt oder im Innern von Gebäuden geschützt ist.

hältniss zu verstärken, und wir erhalten mit Gleichung 332, S. 532, die Ausführungstärke der Stege

$$s_1 = \frac{t}{t-d} s = \frac{t}{t-d} \cdot \frac{V}{h_i 0,27 k_b} \dots \dots \dots \mathbf{371.}$$

Für	$t = 2,5 d$	$3 d$	$3,5 d$	$4 d$	$4,5 d$	$5 d$
wird	$s_1 = 1,67 s$	$1,5 s$	$1,4 s$	$1,33 s$	$1,29 s$	$1,25 s$

Die Abschwächung der Gurtung durch die Nietlöcher wird dadurch sehr reichlich berücksichtigt, dass in allen Rechnungen, wie schon früher hervorgehoben, als tragfähige Gurtungsbreite die volle Breite, vermindert um die Nietlochstreifen, eingeführt wird, um nur das Trägheitsmoment für den ungünstigsten Querschnitt in Rechnung zu stellen.

Für die Eckeisen würde bei Balken mit I-Querschnitt eine Schenkeldicke  $s_w = \frac{s_1}{2}$  genügen, weil sich die Schubkraft des Steges auf zwei Winkeleisen vertheilt. In den Ausführungen findet man meist

$$s_w \geq s \dots \dots \dots \mathbf{372.}$$

weil die grössere Schenkeldicke dem Trägheitsmoment des Balkenquerschnitts zu Gute kommt, und die Eckeisen bei der erforderlichen Schenkellänge überhaupt nicht in beliebig geringen Schenkeldicken zu haben sind.

Für Balken mit kastenförmigem Querschnitt ist unbedingt

$$s_w \geq s_1, \dots \dots \dots \mathbf{373.}$$

da hier Steg und Winkeleisenschkel gleich stark angestrengt werden.

Die Schenkellänge  $a$  ist

und	$\geq$ Schenkeldicke $+ 3 d$ für einreihige Nietung	} $\mathbf{374.}$
	$\geq$ Schenkeldicke $+ 4,5 d + 1$ cm für zweireihige Nietung	

mit  $1,5 d$  Abstand der Nietmitten von der äusseren Schenkeldicke und  $1,5 d + 1$  cm Abstand der parallel zur Kante laufenden Lochmittellinien, bei zweireihiger, gegeneinander versetzter Nietung. Auf Grund der vorstehenden Angaben sind die Winkeleisen aus den Walztabelle der Hüttenwerke auszuwählen, aus denen sich dann die zusammengehörigen genauen Werthe von  $s_w$  und  $a$  ergeben.

**Stoßfugenüberlaschung.**

Als allgemeine Regel ist festzuhalten, dass niemals eine Stoßfuge in der Gurtung mit einer Stoßfuge der Stegbleche in demselben Trägerquerschnitt zusammenfällt. Meist versetzt man aber auch alle übrigen Stoßfugen gegeneinander und gestattet höchstens das Zusammenfallen von zwei entsprechenden Stoßfugen in der oberen und unteren Gurtung und zwar entweder für zwei Winkeleisen oder für zwei Gurtungslamellen. Die Stoßfugen der Stegbleche werden symmetrisch zur Trägermitte angeordnet, so dass in der mittleren Strecke stets eine volle Blechtafel liegt.

**Stoßfugenüberlaschung für Stegbleche.**

Die Stoßfugen der Stegbleche werden doppelseitig mit zweischnittiger Nietung überlascht. \*) Da Bleche von 7 mm aufwärts bis 1700 mm, und gegen besonderen Preisauflage sogar bis 2400 mm Breite geliefert werden, reicht die Blechbreite auch für die grössten Steghöhen der Krahnbalken aus. Andererseits lassen sich, bei den beschränkten Blechlängen für das Normal-

\*) Einfache Laschen sind nur in Zwangslagen anzuwenden, wie z. B. für Laufkrahne mit innenliegender Laufkatze, wenn der knappe Spielraum zwischen Katzenrädern und Innenfläche der Stegbleche für eine zweite innere Lasche nicht ausreicht.

gewicht der einzelnen Blechtafeln bis zu 500 kg, senkrechte Stossfugen auch für mässige Spannweiten nicht vermeiden.

Die Laschen müssen stets die ganze Länge der Stegfuge überdecken. Hierfür wird die Laschenhöhe meist gleich der lichten Höhe des Trägers zwischen den wagerechten Eckeisenschenkeln gewählt, und um Kröpfungen zu vermeiden, der Zwischenraum zwischen den Stegblechen und der auf die senkrechten Eckeisenschkel aufgelegten Lasche durch ein Futterblech von der Dicke der Winkeleisenschkel ausgefüllt, wie in Fig. 9, Taf. 50. Man lässt aber auch bisweilen die Hauptlasche, wie in Fig. 8, Taf. 50, nur bis an die senkrechten Schenkel der Winkeleisen reichen, um sie unmittelbar auf die Stegbleche auflegen zu können, und ordnet auf den Eckeisen besondere Laschenstreifen an, welche die unter denselben liegenden Enden der Stegfuge zusammenfassen. Die erstere Ausführungsweise verdient den Vorzug, weil sie die Steifigkeit des Fugenschlusses erhöht.

Die Laschenstärke pflegt man

$$s_l = \frac{5}{8} s \dots \dots \dots 375.$$

zu wählen.

Die Nieten zu beiden Seiten der Stossfuge haben die in der Fuge auftretende Schubkraft  $V$  und ausserdem die Normalspannungen aufzunehmen, welche durch das Biegemoment  $M_b$  des Trägerquerschnittes in der Schnittstelle auftreten.

Die ungünstigste Beanspruchung liegt in der Nähe der Gurtungen, weil hier die Biegungsspannung  $\sigma$  für die ganze Stossfuge ihren grössten Werth erreicht, und die Schubspannung  $\tau$ , wie früher nachgewiesen, nicht sehr erheblich geringer, als  $\max \tau$  in der Neutralfaser ist.

Bezeichnet unter Bezugnahme auf Fig. 467

- $\sigma$  die mittlere Biegungsspannung in einem Nietfeld in der Nähe der Gurtung,
- $\tau$  die Schubspannung an derselben Stelle,
- $s$  die Stegstärke, wie früher ohne die nachträgliche Verstärkung für die Abschwächung durch die Nietlöcher,
- $n$  die Nietzahl in dem Felde, bei zweireihiger Nietung  $n = 2$ , bei dreireihiger  $n = 3$  u. s. f.,

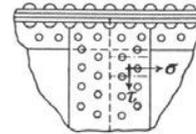


Fig. 467.

$t$  die Niettheilung innerhalb einer Nietreihe, parallel zur Fuge, so setzt sich die auf das Nietfeld entfallende Schubkraft  $st\tau$  mit der Normalkraft vom Biegemoment  $st\sigma$  zu einer Resultante zusammen, und wir erhalten für die zweischnittige Nietung

$$\frac{1000 n \pi d^3}{4} = V(st\tau)^2 + (st\sigma)^2$$

$$t = \frac{1000 n \pi d^3}{4 s \sqrt{\tau^2 + \sigma^2}} \dots \dots \dots 376.$$

Im Hinblick auf die Abnahme von  $\sigma$  bis auf 0 nach der Neutralfaser zu und auf die verhältnissmässig sehr geringfügige, gleichzeitige Zunahme von  $\tau$  würde rechnungsgemäss  $t$  für die Nietfelder mit der Annäherung an die Neutralfaser wachsen. In der Ausführung wählt man  $t$  gleichmässig, nach Massgabe der ungünstigsten Beanspruchung in der Gurtung, und ferner

$$n \geq 2 \dots \dots \dots 377.$$

um durch eine mehrreihige Nietung zu beiden Seiten der Stossfuge die ganze Verbindung gegen Erzittern und Seitenschwankungen ausreichend zu versteifen, welche infolge der selten vollkommen in die Mittelebene des Trägers fallenden Belastung durch die Laufkatze bei ihrer Fahrbewegung auftreten. Berechnet sich dann, wie meist, aus Gleichung 376,  $t > 5d$  bis

8 d, so ist t mit Rücksicht auf genügend dichtes Anschmiegen der Laschen nach den früher angeführten Gesichtspunkten zu beschränken.

Setzt man für τ den ungünstigsten Werth max τ auf Grund unserer früheren Konstruktionsannahmen = 0,27 k<sub>b</sub>, und ebenso max σ = k<sub>b</sub> für σ, unter k<sub>b</sub> die grösste Biegungsanstrengung verstanden, welche man für die Ausführung zulässt, so giebt der Werth

$$t = \frac{1000 n \pi d^2}{4 s k_b \sqrt{0,27^2 + 1}} = \frac{1000 \pi d^2 n}{4 \cdot 1,033 s k_b} \dots \dots \dots \quad \mathbf{378.}$$

einen sicheren Anhalt, ob die aus den vorstehend erörterten Nebenrücksichten in der Ausführung üblichen Werthe  $t \leq 8 d$  und  $n = 2$  für die Kraftübertragung ausreichen, und nur wenn Gleichung 378  $t < 5 d$  liefert, ist eine genauere Bestimmung von t auf Grund der Gleichung 376 nothwendig, und erforderlichen Falles  $n > 2$  zu wählen.

Die Abschwächung, welche die Tragfähigkeit des Stegbleches durch die Nietlöcher erleidet, wird durch die Verstärkung auf s<sub>1</sub> nach Gleichung 371, S. 548, ausgeglichen, welche sich schon für die Eckeisenvernietung als nothwendig ergab und in der Nietung der Stegstossfugen in gleicher Weise ausgenutzt wird. Für die Laschenbreite ist zu berücksichtigen, dass die äusseren Nietlochreihen in 1,5 d Abstand von den Aussenkanten der Laschen und der Stegblechfuge anzuordnen, und dass zwischen Doppelreihen parallel zur Fuge etwa 1,5 d + 1 cm Entfernung für die Nietköpfe erforderlich sind. Hiernach wäre beispielsweise die Laschenbreite für eine doppelreihige Nietung = 9 d + 2 cm.

**Überlascung von Lamellenstossfugen in der Gurtung.**

Die Gurtungslamellen sind je nach der Breite in Streifen bis zu 8 oder 10 m lieferbar, so dass man selbst bei grossen Spannweiten mit 2 oder 3 Stossfugen für jede Lamelle auskommt. Die Überlascung fällt verschieden lang aus, je nachdem die Stossfuge in der äussersten Lamelle oder in einer anderen, näher an den Gurtungseckeisen auftritt.

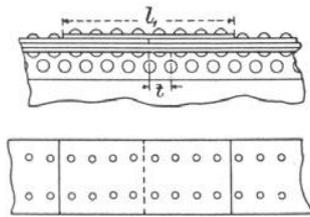


Fig. 468.

Liegt die Stossfuge in der äussersten Lamelle, Fig. 468, so ist die Schnittfuge durch eine Lasche zu überdecken, deren tragfähiger Querschnitt gleich dem tragfähigen Querschnitt der Lamelle ist, also bei gleicher Breite auch gleiche Dicke, wie diese hat. Zerlegt man die

Lasche in zwei Streifen, um die Fahrsciene unmittelbar auf die Gurtung auflegen zu können, so ist ihre Dicke entsprechend zu verstärken.

- Bezeichnet b die Gurtungsbreite, abzüglich der Nietlochstreifen,
- s die Dicke der Lamelle,
- σ die innerhalb des Lamellenquerschnitts als gleichmässig anzunehmende Normalspannung, erzeugt durch das Biegemoment M<sub>b</sub> an der Schnittfuge,
- n<sub>1</sub> die auf jeder Seite der Fuge in der Lasche anzuordnende Nietzahl,

so ist bei dem einseitigen Reibungschluss der einschnittigen Nietung für die zu übertragende Kraft in der Laschennietung

$$600 n_1 \frac{\pi d^2}{4} = b s \sigma$$

oder

$$n_1 = \frac{b s \sigma}{\frac{600 \pi d^2}{4}} \dots \dots \dots \quad \mathbf{379.}$$

wo für  $\sigma$  stets die in der äussersten Faser auftretende grösste Biegungsspannung  $\max \sigma = k_b$  angenommen wird.

Die Nietzahl vertheilt sich auf die beiden Reihen der Gurtungseisen-nietung, und es ist deshalb für  $n$  stets die nächstliegende höhere gerade Zahl zu wählen.

Die Laschenlänge bestimmt sich aus der Nietzahl und der Niettheilung  $t$  mit Rücksicht darauf, dass die äussersten Nietlochmitten noch um  $1,5 d$  von den Laschenenden entfernt liegen sollen, durch

$$l_1 = n_1 t + 3 d \dots \dots \dots 380.$$

Ist die sonst vorhandene Gurtungsniettheilung  $t \geq 5 d$ , so lässt sich die Laschenlänge dadurch beschränken, dass man innerhalb derselben die Niettheilung auf  $2,5 d$  verkleinert, womit allerdings der Nachtheil verbunden ist, dass dann im wagerechten und im senkrechten Winkeleisenschenkel zwei Nietlöcher in denselben Trägerquerschnitt fallen und das Widerstandsmoment des Trägers verkleinern. Es empfiehlt sich daher, auf dieses Verfahren zu verzichten.

Wenn die Stossfuge in der zweiten Lamelle liegt, so wird von der darüber liegenden eine Strecke  $l$  mit je  $n_1$  Nieten zu beiden Seiten der Fuge als Lasche in Anspruch genommen und scheidet daher für die sonst in der Lamelle vorhandene Kraftübertragung aus.\*) Die Verhältnisse sind so zu beurtheilen, als ob die obere Lamelle auf einer Länge  $l$  für die Überlaschung der darunter liegenden Stossfuge herausgeschnitten wäre und ihre ideellen Schnittflächen wieder je durch eine Lasche von der Länge  $l$  überdeckt würden, um die ursprüngliche Lamellenkraft zu übertragen.

Für die Laschennietung ist demnach, bei einer Stossfuge in der zweiten Lamelle von aussen, die erforderliche Nietzahl  $n_2$  doppelt so gross, wie im ersten Fall,

$$n_2 = 2 n_1 = \frac{4 b s \sigma}{300 \pi d^2} \dots \dots \dots 381.$$

und die Laschenlänge  $l_2 = n_2 t + 3 d \dots \dots \dots 382.$

In gleicher Weise ist für die Überlaschung einer Stossfuge in der dritten Lamelle von aussen  $n_3 = 3 n_1 \dots \dots \dots 383.$   
u. s. f.

Die Druckgurtung ist ebenso zu behandeln, wie die Zuggurtung, weil auf eine unmittelbare Druckübertragung durch die Stirnflächen in den Stossfugen nicht gerechnet werden darf.

**Überlaschung von Stossfugen zwischen den Gurtungseisen.**

Stossfugen der Gurtungseisen werden zum Theil durch Winkel-laschen nach Fig. 469 überdeckt.

Bezeichnet  $a$  die Schenkellänge des Eckeisens,  
 $s_w$  seine Schenkeldicke,  
so ist sein tragfähiger Querschnitt, da die Nietbolzen vom Durchmesser  $d$  in beiden Schenkeln stets gegeneinander versetzt sind,

$$(2 a - s_w - d) s_w$$

und die erforderliche Nietzahl  $n$  auf jeder Seite der Stossfuge, bei dem einseitigen Reibungschluss zur Aufnahme der Querschnittskraft für die Biegungsnormalspannung  $\sigma$  in den Eckeisen

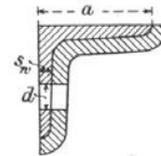


Fig. 469.

\*) Diese unter Bauingenieuren übliche Annahme beurtheilt die Verhältnisse zwar zu ungünstig, bietet aber den Vorzug vollkommener Sicherheit. Die allmähliche Übertragung der Kräfte durch den Reibungschluss gestaltet die Sachlage günstiger, gestattet indess nicht unmittelbare Schlüsse, weil gleichzeitig verschiedene Dehnungen in übereinanderliegenden Lamellen auftreten, so dass die Verhältnisse sich für theoretische Rechnungen ausserordentlich verwickelt gestalten. C. Bach ist der Frage durch Versuche näher getreten.

$$n \cdot \frac{600 \pi d^2}{4} = (2a - s_w - d) s_n \sigma$$

$$n = \frac{(2a - s_n - d) s_n \sigma}{\frac{600 \pi d^2}{4}} \dots \dots \dots \mathbf{384.}$$

Auch hier pflegt man der Einfachheit halber  $\max \sigma = k_b$  für  $\sigma$  in die Rechnung einzuführen, womit die gleichzeitig noch vorhandene kleine Schubspannung sehr reichlich berücksichtigt wird. Die Niete vertheilen sich zu jeder Seite der Stossfuge auf die beiden Eckeisenschenkel.

Billiger und zuverlässiger inbezug auf den dichten Anschluss ist der Ersatz der Winkellaschen durch zwei getrennte Laschen; eine für die senkrechten Eckeisenschenkel, die unmittelbar darauf gelegt wird, und eine zweite, die für die Unterbrechung der wagerechten Schenkel, wie in Fig. 5, Taf. 50, oben auf der Gurtung Platz findet. Der tragfähige Querschnitt der einzelnen Laschenstreifen muss dann dem tragfähigen Querschnitt der betreffenden Winkelschenkel entsprechen. Die Lasche am senkrechten Schenkel erhält die Hälfte der durch Gleichung 384 bestimmten Nietzahl  $n$ , die oben auf die Gurtung gelegte Lasche für den wagerechten Schenkel das  $m$ -fache von  $\frac{n}{2}$ , wenn der wagerechte Schenkel die  $m^{\text{te}}$  Lamelle von aussen bildet, wie sich aus den Betrachtungen über den Einfluss der Lage der Gurtungstossfugen ergibt.

Bei dieser Ausführungsweise pflegt man nicht selten die Stossfugen der Winkeleisen so dicht an die einer Lamelle zu rücken, dass, wie in Fig. 5, Taf. 50, die sich aneinander anschliessenden Gurtungslaschen für beide Fugen aus einem zusammenhängenden Stück hergestellt werden.

Die gewöhnliche Walzlänge der Eckeisen reicht bis 10 m, so dass die Eckeisen ebenso viele Stossfugen erfordern, wie die Gurtungslamellen.

#### **Ecklaschen für die Knotenpunkte gitterförmiger Träger.**

Die Ecklaschen für Knotenpunkte gitterförmiger Träger werden stets in reichlicher Ausdehnung über den ganzen Knotenpunkt fortgelegt, um der Verbindung ausreichende Seitensteifigkeit zu geben. Die kleinste zulässige Nietzahl berechnet sich für jeden angeschlossenen Stab aus der Stabkraft nach Massgabe der Beziehungen 363 und 364, S. 545, für die Übertragungsfähigkeit der Nietung; meist pflegt aber die Nietzahl grösser gewählt zu werden mit Rücksicht auf die Grösse der Knotenpunktbleche, die aus den vorstehenden Gründen nach allgemeinem konstruktiven Ermessen angenommen wird, und dem Zweck der Versteifung des Knotenpunkts nur genügt, wenn sie auch in ihrer ganzen Ausdehnung durch Niete gefasst wird. Auch hier ist für den Nietabstand etwa eine Entfernung  $= 5d$  ( $d$  Nietdurchmesser) als obere Grenze anzunehmen. Soweit es die Verhältnisse gestatten, sind alle Stäbe möglichst doppelt anzuordnen, damit die Kraftresultanten in der Mittelebene des Knotenblechs vereinigt und zusätzliche Biegungsanstrengungen vermieden werden.

#### **Verstärkungen und Versteifungen.**

Stufenförmige Verstärkungen der Gurtung sind nach Massgabe der zunehmenden Biegemomente stets 100 bis 200 mm über die Grenze hinaus zu führen, für die sie sich rechnermässig als nothwendig ergeben.

Die Stegbleche verlangen mit Rücksicht auf die zufälligen excentrischen Belastungen der Krahnbalken, und um die Seitenschwankungen und Knickvibrationen, welche hierdurch eintreten, zu beschränken, mehrfache Versteifungen in Abständen von 1 m bis höchstens 1,5 m. Da rechnungs-

mässige Grundlagen hierfür im allgemeinen nicht zu beschaffen sind, begnügt man sich damit, einzelne Winkeleisenstäbe von den für die Gurtungen benutzten Eckeisenprofilen oder  $\square$ -Eisen senkrecht in den angegebenen Abständen, wie in Fig. 5 und 6, Taf. 50, auf die Stegbleche aufzunieten, mit Kröpfung der Enden, zum Anschluss an die Gurtungseckeisen oder besser mit Unterlagen von Futterblechstreifen, Fig. 7, Taf. 50. Bei kastenförmigem Querschnitt verlegt man diese Versteifungen nicht selten nach innen und bildet sie zu viereckigen Rahmen aus, die sich dem inneren Profil des Kastenquerschnitts anschmiegen. Bei allen Stellen, wo Einzelkräfte den Steg belasten, sind Versteifungen unerlässlich. — Vergl. auch Fig. 2 u. 6, Taf. 62.

Die starken wagerechten Trägheitskräfte schnelllaufender Bühnenkrähne beim Anfahren und Anhalten werden entweder durch Wahl kastenförmiger Querschnitte, oder durch das flachliegende Gitterwerk besonderer Laufstege oder wenigstens durch besonders kräftige Ausbildung der oberen Trägergurtungen aufgenommen. Vergl. Taf. 55, Fig. 4, und Taf. 64, Fig. 2.

#### δ. Schutzvorkehrungen für Krähne.

Für den Krahnbetrieb sind eine Reihe von Vorkehrungen ausgebildet, die sich zum Theil auf den Schutz gegen Überlastung und gegen Stösse beim raschen Anheben und plötzlichen Bremsen beziehen, theils den Hakenhub oder den Drehwinkel beim Schwenken selbstthätig begrenzen.

##### Sicherheitsperre für Krähne von Hohenegger.

Zum Schutz gegen Überlasten hängt Hohenegger bei Krähen mit

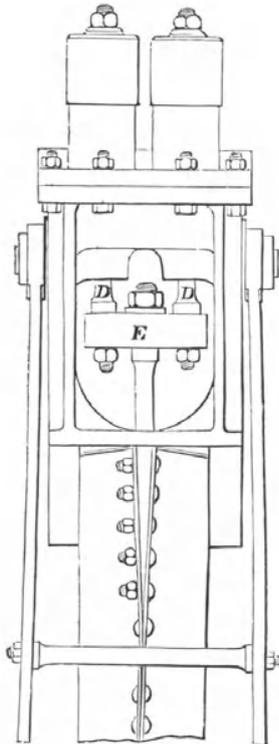


Fig. 470.

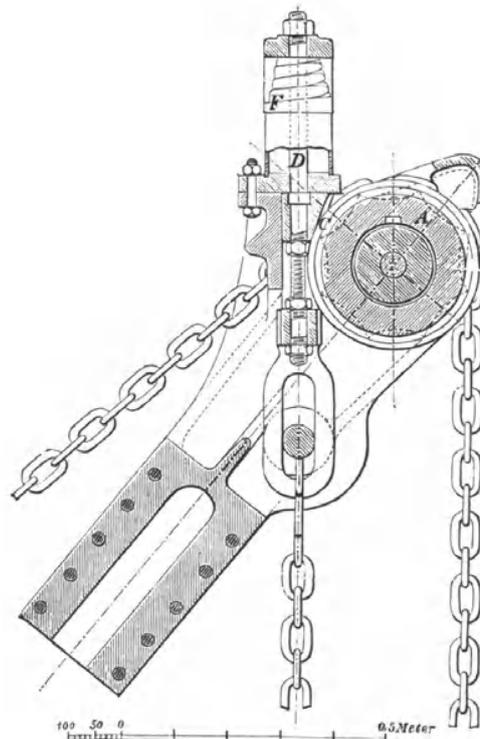


Fig. 471.

loser Rolle das für gewöhnlich am Auslegerkopf befestigte Ende der Lastkette in einem Bügel auf, der durch ein Kegelfederpaar abgestützt wird.

Durch Überlastung presst sich das Federwerk so weit zusammen, dass ein Bremsklotz die Leitrolle im Auslegerkopf festklemmt, die Bewegung der Lastkette unmöglich macht und gleichzeitig das Aufwinden der Last hindert.

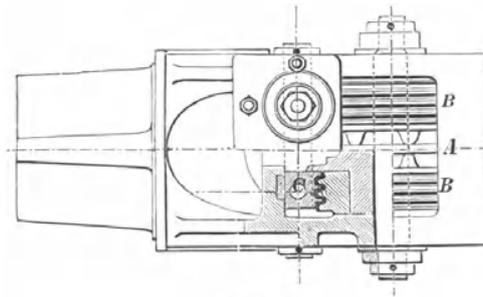


Fig. 472.

Auch zufällige Kettenschläge werden durch diese Federwage abgeschwächt. Die Ausführung ist in Figur 470 bis 472 dargestellt.\*) Fig. 471, S. 553, giebt den Schnitt durch den Auslegerkopf, Fig. 470 die Rückenansicht und Fig. 472 eine Ansicht von oben. Die Leitrolle A ist im Auslegerkopf wie gewöhnlich angeordnet und nur mit Daumen ausgerüstet, um Kette und Rolle zwangsläufig zu verbinden. Die Leitrolle ist ferner seitlich zu zwei Bremscheiben B erweitert, deren Umfänge mit Keilnuthen versehen sind. Die zugehörigen gusseisernen Bremsklötze C sind in die Bolzen D der Tragfedern F eingespannt und nehmen durch ihre Traverse E den Belastungszug des ruhenden Kettentrums auf. Die Kopfmuttern der Bolzen gestatten genaues Einstellen der Federspannung für die Wirksamkeit des Sicherheitsgesperres beim Überschreiten der Grenzlast. Die Hohenegger'sche Sicherheitsperre ist zuerst auf der österreichischen Nordwestbahn eingeführt und soll dort sehr zufriedenstellend wirken.

#### Starkstromausschalter und elektrische Warnsignale.

Das Hilfsmittel, bei elektrischem Betrieb Überlastungen durch selbstthätige Starkstromausschalter zu verhüten, ist mit dem lästigen Übelstand unnöthiger Betriebsunterbrechungen verbunden, wenn der Krahn regelmässig vollbelastet arbeitet, und der Ausschalter möglichst scharf auf die rege rechte Sicherheitsgrenze eingestellt wird, weil derartige Ausschalter leicht auch bei ganz kurzen, un-

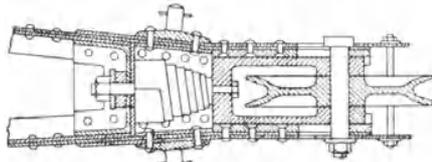
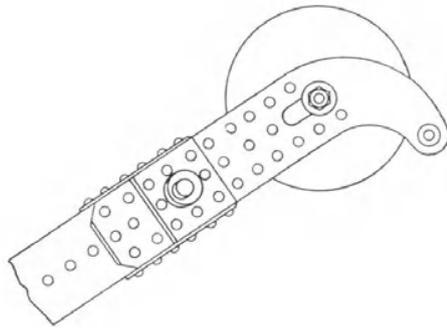


Fig. 473.

schädlichen Stromstößen, also z. B. beim schnellen Anheben der regelrechten Grenzlast in Thätigkeit treten. Beachtenswerth ist der statt dessen in Southampton gewählte Ausweg, die Zusammenpressung einer Stützfeder der Auslegerrolle zu benutzen, um bei Überlastungen den Stromkreis einer Alarmglocke zu schliessen und dadurch den Krahnführer zum schnellen Abstellen des Motors zu veranlassen, wenn das Warnsignal nicht ganz vorübergehend ertönt.\*\*)

#### Schutzfederwerke.

Den Stößen beim raschen Anheben oder plötzlichen Bremsen und den Schlägen, die beim Hängenbleiben oder Wiederabgleiten von Kettengliedern

\*) Engineering 1874, S. 274.

\*\*) Zeichnungen hierfür finden sich im Engineer, December 1898, S. 539, Fig. 3. Electric Cranes of the Southampton Harbour Board.

auftreten, sucht man durch Federwerke zu begegnen, die entweder, wie in Fig. 38, S. 52, in das Hakengeschirr eingebaut oder in einem anderen Punkt des Kettenlaufes untergebracht werden, wenn die Hubhöhe nicht beschränkt werden darf. Dass die Hohenegger'sche Konstruktion auch ohne das Sicherheitsperrwerk durch das Federwiderlager für das ruhende Kettenzentrum in diesem Sinne wirkt, ist bereits oben bemerkt. Fig. 473 veranschaulicht eine von den Thames Iron Works eingeführte, auch für Krahne ohne lose Rolle brauchbare Anordnung, weil hier der Bolzen der Auslegerkopffrolle federnd abgestützt ist und in einem Schlitz des Auslegerkopfes ungefähr in der Richtung der Belastungsergebnante ausweicht. \*)

#### **Gewichtsanzeiger für die Last. — Krahnwagen.**

Selbstthätige Zeigerwerke zur Angabe der mit dem Haken aufgenommenen Last können mittelbar als Sicherheitsapparate gegen Krahnüberlastung dienen. Eine einfache Federwage für Krahne hat Uhland in seinem „Praktischen Maschinenkonstrukteur“ 1894, S. 150, durch Fig. 1 bis 15 auf Taf. 47 veröffentlicht. Das Lastseil ist hier hinter der Auslegerkopffrolle über eine zweite, auf einem Winkelhebel gelagerte Leitrolle geführt, dessen Ausschlag eine im Ausleger untergebrachte Feder zusammendrückt und durch ein hiermit verbundenes leichtes Gestänge einen Zeiger am Auslegerfuss über der Gewichtskala bewegt. Für genaue Gewichtsangaben sind sorgfältiger gebaute Wagen erforderlich, die man unmittelbar in die Lastkette einschaltet und meist mit selbstthätigem Kartendruckapparat ausrüstet. Derartige Wagen liefern u. a. Mohr & Federhaff in Mannheim.

#### **Selbstthätige Begrenzung des Hakenhubs und der Schwenkung.**

Für die selbstthätige Begrenzung des Hakenhubs und der Schwenkbewegung liefern die D.R.P. 97 500 und 98 005 von Mohr Beispiele, welche für die elektrisch betriebenen Portalkrahne am Versmannquai in Hamburg verworthen und auf Taf. 45 dargestellt sind. — Vergl. den Text zu dieser Tafel.

#### **Vorkehrungen für die Standsicherheit von fahrbaren Krahnen.**

Fahrbare Krahne, deren Standsicherheit wegen der beschränkten Spurweite bei voller Belastung zweifelhaft ist, stützt man durch Druckschrauben ab oder klammert den Krahnwagen an die Bahnschienen an. — Vergl. Taf. 41, Fig. 7. Reicht dieses Hilfsmittel nicht aus, so wendet man verschiebbare Gegengewichte an, die zum vollkommenen Schutz gegen Umkippen des Krahnwagens mit selbstthätiger Einstellung versehen werden. — Vergl. die später beschriebenen Konstruktionen von Jambille, S. 660 u. f., Gauhe, Gockel & Co., S. 663 u. f., und von Evers, S. 668.

#### **ε. Freistehende Drehkrahne mit unbeweglicher Säule.**

##### **Uferkrahn für 3000 kg von E. Becker in Berlin.**

Beschreibung der Konstruktion. Der in sämtlichen Einzelheiten dargestellte Krahn mit feststehender Säule, Taf. 29, Fig. 1 bis 6, entspricht einer weit verbreiteten Bauart für Uferkrahne mit geradem Ausleger und Handbetrieb. Die hohle, gusseiserne Säule ist mit schwach kegelförmig verjüngtem Fuss in die passend ausgedrehte Nabe der sternförmigen Grundplatte eingelassen und diese in den Endpunkten ihrer Arme mit dem Fundamentmauerwerk verankert.

Das Rahmenwerk des drehbaren Obergestells wird durch zwei guss-

\*) Engineering, Januar 1898, S. 88.

eiserne Seitenplatten, die sogenannten Krahnshilde, gebildet, die sich oben mittelst einer kräftigen Spurzapfenplatte auf den Säulenkopf stützen und unten mit einem durchbrochenen Bodenkasten verschraubt werden, der den Säulenschaft dicht über der Grundplatte umschliesst und drei wagerechte Halslagerrollen enthält. In den Krahnshilden liegen auch die Wellen des Windenwerks. An die Vorderseite des Bodenkastens sind gabelförmige Lappen angegossen, die mittelst eines Gelenkbolzens den Auslegerfuss aufnehmen und abstützen; der Auslegerkopf ist durch zwei Zugstangen mit der Kopfplatte der Krahnshilde verbunden.

Der stählerne Krahnstützzapfen ist mit seiner Wurzel in die Kopfplatte der Krahnshilde eingesetzt, der zugehörige Spurlagertopf hängt im Kopf der Krahnsäule, eine Anordnung, die im Vergleich zu der häufig gewählten, umgekehrten den Vorzug bietet, dass das Schmiermaterial im Lager zurückgehalten wird, während es im anderen Fall stets vom Zapfen abfliesst. Der Stützzapfen läuft auf einer gehärteten Spurplatte. Die Stützfläche des Spurzapfens ist schwach gewölbt, um den Hebelarm der Stützzapfenreibung möglichst zu verkleinern.\*) Durch diese im Krahnbau weit verbreitete Ausführungsweise wird aber andererseits die spezifische Pressung so gesteigert, dass die Bewegungswiderstände unter Umständen grösser, statt kleiner ausfallen. Es erscheint daher auch hier, wie sonst bei Spurzapfen, angezeigt, gerade die Mitte des Zapfens und der Spurplatte auszdrehen, um dadurch eine Öl- oder Fettkammer zu bilden. Beim Einlaufen der Zapfen ist die Neigung vorhanden, dass sich der spezifische Druck nach der Drehachse zu, wegen der beschränkteren Verschleissarbeit, verstärkt, so dass bei vollen oder sogar nur in der Achse abgestützten Zapfen sich kein Fett in der Mitte halten oder dahin vordringen kann. Ausgeführte ebene Ring-spurzapfen bewähren sich durchaus. Der Gefahr einseitigen Aufsitzens am Rande lässt sich durch selbstthätige Einstellbarkeit der Spurplatte vorbeugen, indem man diese auf der unteren Fläche schwach wölbt, oder eine Lederscheibe in den Grund des Lagertopfes unter die Spurplatte einlegt, deren Nachgiebigkeit dem erforderlichen, kleinen Einstellungswinkel freie Ausbildung gewährt.

Die Druckrollen des unteren Halslagers übertragen nur die wagerechte Kraft des Krahnkippmoments, das sich an der feststehenden Krahnsäule ebenfalls als Kräftepaar äussert und in beiden Lagern die Säule senkrecht zu den Lagerflächen, d. h. senkrecht zur Säulenachse belastet. Von den drei Rollen liegen zwei auf der Auslegerseite, so dass die Verbindungslinien zwischen ihren Drehachsen und der Säulenachse einen Winkel von  $60^{\circ}$  miteinander bilden. Die dritte Rolle ist dem Ausleger gerade gegenüber eingebaut und dient nur dazu, zufällige Krahnchwankungen nach rückwärts zu verhindern. Die Umfänge der Rollen sind schwach ballig gedreht. Diese Vorsicht ist unerlässlich, wenn die Krahnsäule nicht durch aussergewöhnlich kräftige Abmessungen gegen messbare Durchbiegungen bei voller Belastung geschützt ist, weil andernfalls der Säulenkopf sammt der Spurzapfenachse und den Krahnshilden mit der Durchbiegung sich gegen die Lothrichtung neigt und cylindrisch abgedrehte Halslagerrollen in eine eckende Klemmlage drängt.

Für den Krahnausleger ist ein gezogenes Blechrohr mit kegelförmig nach beiden Seiten verjüngten Enden und gusseisernem Rollenkopf und Stützfuss gewählt.

Die Lastwinde hat ausrückbares Doppelvorgelege. In der gezeichneten

\*) Nicht selten findet man Spurzapfen und Spurplatte beide kugelförmig, aber nach verschieden grossen Durchmessern abgedreht, um die Druckfläche etwas zu vergrössern, ohne die Genauigkeitsarbeit aufzuwenden, die vollkommen übereinstimmende Kugel-flächen erfordern.

Stellung ist das Zwischenvorgelege eingerückt. Der Kurbelantrieb wird zunächst durch das Triebrad mit 16 Zähnen auf das 66zählige Rad der Zwischenvorgelegewelle übertragen und von hier durch den Eingriff eines 12zähligen Ritzels in das grosse Trommelrad mit 84 Zähnen fortgepflanzt. Durch Verschieben der Kurbelwelle nach links gelangt ihr 12zähliges Ritzel zum Eingriff mit dem Trommelrade, und das Zwischenvorgelege läuft leer mit.

Durch die lose Rolle für den Lasthaken wird eine ausreichende Gesamtübersetzung gewonnen, um die Grenzlast, 3000 kg, noch bequem durch zwei Arbeiter bewältigen zu können.

Das Triebwerk zum Krahnenschwenken besteht aus einer Kurbelwelle mit Kegelhäderübersetzung zum Antrieb einer senkrechten Welle, die durch ein Stirnritzel in den fest auf die Krahnsäule aufgekeilten Zahnkranz eingreift. Da die Wellen im drehbaren Krahnengerüst gelagert sind, schwenkt ihr Antrieb das Krahnengerüst um die feststehende Säule durch Abwälzen des Ritzels im ruhenden Zahnkranz.

Auf die Zugstangen des Auslegerkopfes sind kleine Lagerständer mit Tragrollen, Fig. 474, mittelst Schellenklammern aufgesetzt, um störend tiefes

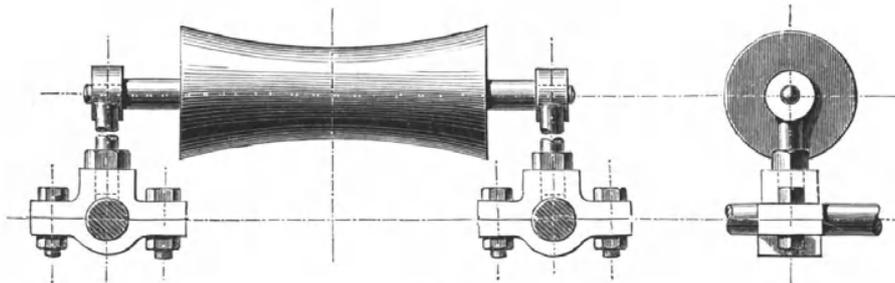


Fig. 474.

Durchhängen der Lastkette zwischen Trommel und Auslegerrolle zu verhindern, das den Rücklauf des leeren Lasthakens erschweren würde.

#### Statische Berechnung des Krahnengerüsts.

##### 1. Bestimmung der Zugstangen und Ausleger-Beanspruchung.

Das Krahnengerüst wird durch die Krahnbelastung, durch das Eigengewicht des drehbaren Obergestells und durch die Spannung der Lastkette zwischen der Auslegerrolle und der Windentrommel beansprucht. Die Kettenspannung verändert die Kräfte, welche im Gerüst auftreten würden, wenn man die Last, statt an der Trommelkette, direkt am Ausleger aufgehängt denkt. Läuft die Kette in der Richtung eines Zugbandes, so entlastet sie dessen Spannung, läuft sie dagegen in der Richtung von Druckstreben, so vermehrt sie die Druckwirkung, und liegt der Kettenlauf zwischen Zugbändern und Druckstreben, so vertheilt sich die Wirkung.\*)

Wenn die Last unmittelbar an der Kette hängt, ist die Kettenspannung, abgesehen von dem Widerstand der Leitrolle, gleich der Last; durch Einschalten eines Flaschenzuges vermindert sich die Spannung im Verhältniss seiner Rollenzahl. Da aber andererseits Rollenzüge als Hilfsgetriebe für die Kraftumsetzung nur bei schwer belasteten Krahnen Anwendung finden, ist die Grösse der Kettenspannung unter allen Umständen für die jedes-

\*) Ausführlich ist der Einfluss der Kettenspannung auf die Krahnengerüste zuerst von L. Putzrath in Uhland's Praktischem Maschinenkonstrukteur 1877, S. 307 und 324 behandelt.

maligen Konstruktionsverhältnisse so beträchtlich, dass man sie nicht ohne weiteres ganz ausser Acht lassen darf.

Der Vortheil einer Spannungsabnahme im festen Gerüst durch die Trommelkette kann zeitweilig verloren gehen, wenn sich die Kette durch einen Zufall im Auslegerkopf festklemmt. Im Hinblick hierauf lässt man die Spannungsverminderungen durch den Kettenzug beim Berechnen der Zugbandquerschnitte sicherheitshalber meist unberücksichtigt.

Die Skizze, Fig. 475, veranschaulicht schematisch die Gerüstform eines freistehenden Uferkrahns, dessen Anordnung dem vorstehend beschriebenen Krahn entspricht.

Es bezeichne  $Q$  die Last an der losen Rolle,  
 $G$  die Summe der Gewichte der losen Rolle mit Haken, dersenkrechten Kettenlängen bei vollständig abgewickelter Trommelkette, des halben Auslegers und der halben Zugstangen,

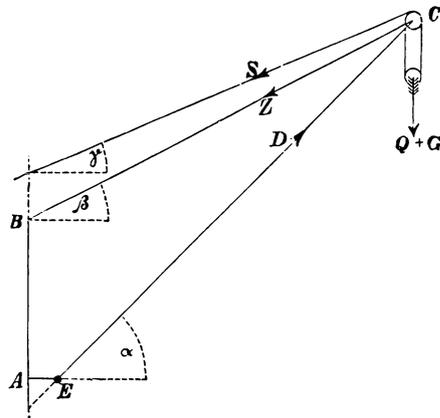


Fig. 475.

$S$  die Zugkraft der Lastkette,  
 $Z$  die Kraft in den Zugstangen,  
 $D$  den Druck im Ausleger,  
 $\alpha$  den Neigungswinkel des Auslegers,  
 $\beta$  den Neigungswinkel der Zugstangen,  
 $\gamma$  den Neigungswinkel des Kettentrums zwischen Auslegerkopf und Trommel.

Alsdann bestimmen sich die Kräfte im Ausleger und in den Zugstangen durch die allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen:

$$Q + G + S \sin \gamma + Z \sin \beta = D \sin \alpha$$

und  $S \cos \gamma + Z \cos \beta = D \cos \alpha$

Hieraus folgt:  $Z = \frac{(Q + G) \cos \alpha - S \sin (\alpha - \gamma)}{\sin (\alpha - \beta)} \dots \dots \dots 385.$

$$D = \frac{(Q + G) \cos \beta - S \sin (\beta - \gamma)}{\sin (\alpha - \beta)} \dots \dots \dots 386.$$

Ist, wie in der Figur angenommen,  $\beta > \gamma$ , so vermindert die Kettenspannung sowohl die Beanspruchung des Auslegers, wie die der Zugstangen. Gewöhnlich läuft die Lastkette nahezu in der Ebene der Zugstangen. Für diesen Fall, d. h. für  $\gamma = \beta$ , gehen die Gleichungen über in

$$Z = \frac{(Q + G) \cos \alpha}{\sin (\alpha - \beta)} - S \dots \dots \dots 387.$$

und  $D = \frac{(Q + G) \cos \beta}{\sin (\alpha - \beta)} \dots \dots \dots 388.$

Die Kettenspannung entlastet hierbei die Zugstangen, ohne die Auslegerkraft zu ändern.

Wird  $\gamma > \beta < \alpha$ , d. h. liegt die Trommel innerhalb des Winkels zwischen

Ausleger und Zugstangenrichtung, so bleibt  $\alpha - \gamma$  positiv, aber  $\beta - \gamma$  wird negativ, und die Gleichungen gehen über in

$$Z = \frac{(Q + G) \cos \alpha - S \sin(\alpha - \gamma)}{\sin(\alpha - \beta)} \dots \dots \dots \quad \mathbf{389.}$$

und 
$$D = \frac{(Q + G) \cos \beta + S \sin(\gamma - \beta)}{\sin(\alpha - \beta)} : \dots \dots \dots \quad \mathbf{390.}$$

Die Zugstangen werden für diesen Fall noch theilweise durch die Kettenspannung entlastet, wobei die Druckspannung des Auslegers gleichzeitig zunimmt.

Wird schliesslich die Trommel so tief gelegt, dass  $\gamma = \alpha$ , so folgt

$$Z = \frac{(Q + G) \cos \alpha}{\sin(\alpha - \beta)} \dots \dots \dots \quad \mathbf{391.}$$

und 
$$D = \frac{(Q + G) \cos \beta}{\sin(\alpha - \beta)} + S \dots \dots \dots \quad \mathbf{392.}$$

Die Spannung der Zugstangen bleibt in diesem Fall unbeeinflusst, dafür wächst aber der Druck im Ausleger um die volle Grösse des Kettenzuges.\*)

Setzen wir für die vorliegende Konstruktion schätzungsweise  $G = 400$  kg, so berechnet sich für die Grenzbelastung des Krahn mit 3000 kg nach Gleichung 387 der Zug in der Richtung der Zugstangen für  $\alpha = 48^\circ 30'$  und  $\beta = \gamma = 34^\circ$  bei 4,5 m Krahnausladung und  $\sim 5$  m Höhe des Auslegerkopfes über dem Quaisteg

$$Z = \frac{(Q + G) \cos \alpha}{\sin(\alpha - \beta)} = \frac{3400 \cos 48^\circ 30'}{\sin 14^\circ 30'} \sim 9000 \text{ kg,}$$

da die Entlastung durch  $S$  unberücksichtigt bleiben soll, und wir erhalten den Durchmesser  $d$  der beiden Zugstangen, auf welche sich diese Kraft vertheilt, aus

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot k_2 = \frac{9000}{2}.$$

Wird im Hinblick auf die zusätzliche Biegungsanstrengung der schwach gekröpften Stangen  $k_2$  auf 500 kg/qcm beschränkt, so folgt

$$d = \sqrt{\frac{4500 \cdot 4}{\pi \cdot 500}} = \sim 3,4 \text{ cm} = 34 \text{ mm.}$$

Der Druck im Ausleger ist nach Gleichung 388

$$D = \frac{(Q + G) \cos \beta}{\sin(\alpha - \beta)} = \frac{3400 \cos 34^\circ}{\sin 14^\circ 30'} \sim 11260 \text{ kg.}$$

Die erforderliche Wandstärke des Auslegerrohres ermittelt sich aus der Knickgleichung

$$D = \frac{\pi^2 \Theta}{\ominus \alpha l^2} \dots \dots \dots \quad \mathbf{393.}$$

Hierin bedeutet  $\ominus$  den Sicherheitskoeffizienten gegen Knicken,

$\Theta$  das äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnitts  $= \frac{R^4 - r^4}{4} \pi$ ,

wenn  $R$  und  $r$  die äusseren und inneren Rohrhalmesser bezeichnen\*\*),

$\alpha$  den Dehnungskoeffizienten des Materials,

$l$  die Auslegerlänge in cm.

Bestimmt man  $R$  nach freiem Ermessen, so ist die Knickgleichung nach  $r$  aufzulösen, und wir erhalten

$$r = \sqrt[4]{R^4 - \frac{4 \ominus \cdot D l^2 \alpha}{\pi^2}} \dots \dots \dots \quad \mathbf{394.}$$

\*) In allen vorstehenden Gleichungen ist für Krane mit einfacher Leitrolle im Auslegerkopf  $S = Q$ , für Krane mit loser Kettenrolle  $S = \frac{Q}{2}$  zu setzen.

\*\*) Bei Wahl von Profileisen für den Ausleger bleibt die Rechnung dieselbe bis auf den Werth von  $\Theta$ , der dann nach Massgabe des Profilquerschnitts zu bestimmen ist. Für schwerbelastete oder mit Elementarkraft geschwenkte Krane sind die Zugstangen und die Ausleger, mit Rücksicht auf den Trägheitswiderstand der Massen beim Schwenken und wegen des Winddruckes gegen seitliches Ausbiegen zu versteifen.

Für die Wahl von  $R$  pflegt das Urtheil über den äusseren Eindruck genügend kräftiger Konstruktion massgebend zu sein. Als Anhaltswerth kann benutzt werden.

$$R = 0,015 l \text{ bis } 0,02 l \dots\dots\dots 395.$$

d. h. im vorliegenden Fall  $R = 0,015 \cdot 650 = 9,75 = \sim 10$  cm für  $l = 650$  cm. Setzen wir ferner  $\mathcal{S} = 10$  und  $\alpha = 1:2000000$ , so folgt mit den übrigen Werthen

$$r = \sim 9,2 \text{ cm, einer Wandstärke von } 8 \text{ mm entsprechend.}$$

Das Auslegerrohr wird nach beiden Enden wegen des gefälligeren Aussehens, ohne Beeinträchtigung der erforderlichen Knicksicherheit auf  $\frac{3}{4}$  des Durchmessers in der Mitte verjüngt. Im vorliegenden Fall nehmen die äusseren Durchmesser an den Enden mit gleichbleibender Wandstärke bis auf 150 mm ab.

Der Auslegerdruck vertheilt sich im Fuss auf die beiden Augen des gusseisernen Schuhs, Fig. 3, Taf. 29, und erzeugt in den unmittelbar benachbarten Augen der Stützgabel am Rollenkasten des Krahngerüsts, Taf. 29, Fig. 5, gleich grosse Widerlagkräfte. Der Gelenkbolzen wird hierdurch an beiden Enden symmetrisch durch gleich grosse Biegemomente belastet, mit den Kräften  $\frac{11260}{2} = 5630$  kg und den Hebelarmen 6 cm, für den Abstand der Gabelaugenmitte von der Mitte des benachbarten Schuhauges. Somit bestimmt sich der erforderliche Bolzendurchmesser  $d$  aus

$$5630 \cdot 6 = \frac{\pi d^3}{10} k_b$$

Die zulässige Biegeanstrengung  $k_b$  darf an dieser Stelle sehr hoch angenommen werden, weil selbst kleine, bleibende Formänderungen unschädlich sind, und nur vollkommene Sicherheit gegen Bruch erforderlich ist. Mit  $k_b = 1200$  kg/qcm folgt

$$d \sim 6,5 \text{ cm.}$$

In den Ausführungen geht man, wie in der vorliegenden Konstruktion, mit dem Werth von  $k_b$  zum Theil noch höher, bis 1500 kg/qcm und darüber.

**Krahnsäule und Schwenklager.**

Die Krahnsäule wird auf Biegung und Druck beansprucht. Die Biegebelastung entsteht durch die Last am Auslegerkopf und durch die ausserhalb der Krahnsäulenachse liegende Resultante des Eigengewichts des drehbaren Krahngerüsts.

Im vorliegenden Fall ist der grössere Theil der Eigengewichtsmassen annähernd gleichmässig zu beiden Seiten der Krahnsäule vertheilt, weil die schweren Triebwerkstücke auf dem Krahnrücken auch noch für einen Theil des Auslegers als Gegengewicht wirken. Man wird also die excentrische Lastvertheilung ausreichend berücksichtigen, wenn man hierfür die unmittelbar am Auslegerkopf wirkenden Gewichte, die früher S. 558 mit  $G$  bezeichnet sind, in Betracht zieht und diese, als mit der Nutzlast  $Q$  zusammenfallend, in Rechnung stellt. Liegen die Verhältnisse anders, so ist Grösse und Lage der Eigengewichtsresultante zu ermitteln und mit der Nutzlast, unter Berücksichtigung der beiderseitigen Lagen, zu einer Schlussresultante zu vereinigen.

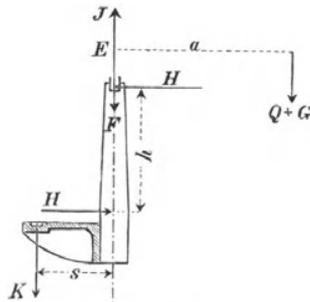


Fig. 476.

Bezeichnet, unter Bezugnahme auf die nebenstehende Fig. 476:

- $a$  die Ausladung des Krahns von der Säulenmitte bis zum Lasthaken, mit dessen Mittellinie die Resultante  $Q + G$  zusammenfällt,
- $h$  die Höhe der Krahnsäule von Mitte Rollenlager bis Mitte Kopflager,
- $H$  die wagerechten Belastungen der beiden Lager,
- $V$  die senkrechte Belastung des Stützapfens,

so hat man zum Ermitteln der auftretenden Wirkungen zunächst in einem beliebigen Punkte  $E$  der Säulenachse die senkrechten Kräfte  $EF$  und  $EJ = Q + G$  in entgegengesetzter Richtung anzubringen, die an den vorhandenen Verhältnissen nichts ändern, weil sie sich gegenseitig aufheben, aber er-

kennen lassen, dass bei der einseitigen Belastung des Krahnengerüsts die Krahnsäule durch ein Kräftepaar  $(Q + G)a$  und ausserdem noch durch die Einzelkraft  $(Q + G)$  in ihrer Achsenrichtung beansprucht wird.

Die Einzelkraft  $Q + G$ , die nach der Konstruktion der Schwenklager nur durch den Stützzapfen aufgenommen werden kann, erhöht sich noch durch das Eigengewicht der unmittelbar um die Säule gelagerten Winden-triebwerke und Gerüsttheile. Der Belastungsdruck des Stützzapfens und der Krahnsäule ist gleich dem Gesamtgewicht des beweglichen Krahn-gerüsts mit der vollen Nutzlast. Das Kräftepaar  $(Q + G)a$  gelangt auf den senkrechten Stützflächen der Schwenklager zur Wirkung und erzeugt hier ein Gegenkräftepaar  $H \cdot h$  mit den wagerechten, unter sich gleich grossen Widerlagkräften  $H$  in den Lagermitten. Es folgt demnach

$$H \cdot h = (Q + G)a \text{ oder } H = \frac{(Q + G)a}{h} \dots \dots \dots \mathbf{396.}$$

Im vorliegenden Fall wird mit  $(Q + G) = 3400 \text{ kg}$ ,  $a = 4,5 \text{ m}$  und  $h = 1,45 \text{ m}$

$$H = \frac{3400 \cdot 4,5}{1,45} = \sim 10550 \text{ kg.}$$

Bezeichnet  $M_b = H \cdot h$  das Biegemoment der Säule inbezug auf den massgebenden Querschnitt in der mittleren Höhe des Rollenlagers,

$R$  den äusseren Säulenhalmmesser an dieser Stelle,

$r$  den inneren Säulenhalmmesser daselbst,

$k_b$  die zulässige Biegeanstrengung,

so folgt 
$$M_b = H \cdot h = \frac{\pi}{4} \frac{R^4 - r^4}{R} k_b \dots \dots \dots \mathbf{397.}$$

Das Höhlungsverhältniss  $r : R$  kann zweckentsprechend  $= 0,5$  gewählt werden, da es weniger auf weitgehende Materialersparniss durch dünne Wandstärke, als auf Beschränkung des äusseren Durchmessers ankommt, und die sonst etwa aus Giessereirücksichten in den Vordergrund tretende Nothwendigkeit, vor allem auch genügende Kernstärke zu sichern, bei der Kürze der Krahnsäulen durch die vorstehende Annahme genügend berücksichtigt wird. Mit  $r = 0,5 R$  folgt aus der letzten Gleichung

$$R = \sqrt[3]{\frac{64 M_b}{15 \pi k_b}} \dots \dots \dots \mathbf{398.}$$

und mit  $M_b = H \cdot h = 10550 \cdot 1,45 = 1529750 \text{ kgcm}$  und  $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$  für sorgfältigen Guss,

$$R = 17,4 \text{ cm} \sim 175 \text{ mm}, \quad r \sim 85 \text{ mm.}$$

Beide Werthe stimmen mit der Ausführung nahe überein. Die Säule verjüngt sich nach oben bis auf 90 mm Halbmesser.

Vernachlässigt man zum annähernden Berechnen der zu erwartenden Säulendurchbiegung die Verjüngung, nimmt also gleichbleibenden Querschnitt an, so ermittelt sich die Ausweichung  $y$  des Säulenkopfes aus der ursprünglichen Richtung durch:

$$y = \frac{\alpha}{\Theta} \frac{H}{3} l^3 \dots \dots \dots \mathbf{399.}$$

Mit dem Mittelwerth des Dehnungskoeffizienten für Gusseisen,  $\alpha = 1 : 800000$ , den Werthen  $H = 10550 \text{ kg}$  und  $l = h = 145 \text{ cm}$ , sowie schliesslich mit dem Werthe des Trägheitsmomentes des Säulenquerschnitts

$$\Theta = \frac{\pi}{4} \cdot (17,5^4 - 8,5^4) = \sim 69525 \text{ folgt } y = 0,19 \text{ cm} \sim = 2 \text{ mm.}$$

In Wahrheit fällt die Durchbiegung noch etwas grösser aus, theils weil das kurze Säulenstück zwischen Grundplatte und Rollenlagermitte ebenfalls an der Durchbiegung theilnimmt, hauptsächlich aber durch die Verjüngung der Säulenquerschnitte nach dem oberen Ende, so dass man etwa auf 3 mm Durchbiegung, unter gleichzeitiger geringfügiger Neigung des Säulenkopfes aus dem Loth, rechnen kann.

Diese Abweichungen bleiben für den vorliegenden Fall innerhalb zulässiger Grenzen durch den Spielraum, den vor allem das Rollenlager gewährt, im übrigen sind aber aus dem Vorstehenden folgende beachtenswerthe Schlüsse zu ziehen.

Soweit die Biegungsfestigkeit der Krahnssäule allein in Betracht kommt, ist die Säulenhöhe ohne Einfluss auf die erforderlichen Abmessungen des gefährlichen Querschnitts, denn die Grösse des Biegungsmomentes  $M_b = H \cdot h = (Q + G) a$  wird hierdurch nicht beeinflusst, und nur der Seitendruck  $H$  in den Lagern fällt, unter sonst gleichen Verhältnissen, für grössere Werthe von  $h$  kleiner aus, umgekehrt für kleine grösser. Andererseits ist aber die Durchbiegung  $y$  nach Gleichung 399 proportional  $H \cdot l^3$  oder  $\frac{(Q + G)}{h} a \cdot l^3$ , und da  $h$  und  $l$  stets wenig voneinander verschieden zu sein pflegen, proportional der zweiten Potenz der Säulenhöhe.

Mit Rücksicht hierauf sind freistehende Krahnssäulen stets so kurz zu wählen, wie es im Hinblick auf die Lagerkonstruktionen statthaft erscheint, deren wagerechte Belastungen mit abnehmender Säulenhöhe wachsen.

Da ferner nach Gleichung 399  $y$  auch proportional  $\frac{\alpha}{\Theta}$  ist, liefern volle Säulen, bei gleicher Biegungsanstrengung, stets grössere Durchbiegungen als hohle aus gleichem Material, und volle Säulen biegen sich unter sonst gleichen Verhältnissen um so mehr durch, je grösser ihre Biegungsanstrengung  $k_b$  im Verhältniss zum Dehnungskoeffizienten des Materials ist, weil  $\Theta$  mit  $k_b$  abnimmt. Deshalb finden sich besonders starke Durchbiegungen bei vollen Krahnssäulen aus Stahl, die nicht selten gewählt werden, um den Durchmesser der Säule durch die hohe Biegungsfestigkeit dieses Materials möglichst zu beschränken. Die vorstehenden Erwägungen mahnen zur Vorsicht und weisen darauf hin, dass man mit Rücksicht auf die auftretende Durchbiegung genöthigt sein kann, von der vollen Ausnutzung der Biegungsfestigkeit des Materials Abstand zu nehmen, und jedenfalls gut thut, sich von der Durchbiegung Rechenschaft zu geben.

Die gleichzeitige Druckspannung, welche in den Säulen neben der Biegung auftritt, fällt bei den verhältnissmässig grossen Querschnitten vernachlässigbar klein aus.

Zu betonen ist, dass eine Reihe von Unfällen mit Krahnssäulen aus Stahlguss, die durch blasigen Guss und grosse Sprödigkeit verursacht sind, dazu geführt haben, neuerdings nur noch geschmiedete Stahlsäulen zu verwenden, wenn man überhaupt Stahl benutzt, und dass man dies theuerere Material selbst dann wählt, wenn die Säulen mit durchlaufender Kernhöhhlung ausgeführt werden müssen, um Druckwasserrohre oder elektrische Kabel durch die Drehachse dem Triebwerk zuzuführen. Man bezieht derartige Säulen massiv geschmiedet von den Hüttenwerken schon fertig ausgebohrt.

#### Untersuchung des Einflusses der Säulenform und Biegungsanstrengung auf die Durchbiegung der Säulen.

Entwirft man eine Krahnssäule, Fig. 477, für das Biegungsmoment  $M_b$  der wagerechten Lagerdrucke  $H$  mit vollem Querschnitt und möglichst geringem

Materialaufwand, so erhält bekanntlich der Säulenkörper die Form eines Um-drehungsparaboloids, dessen Meridiankurve eine kubische Parabel von der Gleichungsform

$$\eta^3 = ax \dots \dots \dots 400.$$

ist. Die Gleichung der elastischen Linie lautet mit dem Dehnungskoeffizienten  $\alpha$  und dem Trägheitsmoment des Querschnittes  $\Theta$  im Abstand  $x$  vom freien Trägerende allgemein

$$\Theta \cdot \frac{d^2 y}{(dx)^2} = M_b = Hx$$

$$\text{also } \frac{d^2 y}{(dx)^2} = \frac{Hx\alpha}{y^4 \pi} = \frac{4 Hx\alpha}{ax\pi \sqrt[3]{ax}} = \frac{4 H\alpha x^{-\frac{1}{3}}}{\pi \cdot a^{\frac{4}{3}}}. \dots 401.$$

Der Werth von  $a$  bestimmt sich aus den besonderen Verhältnissen des einzelnen Falles. Gestatten wir für Gussstahl als Material eine Biegungsanstrengung von  $k_b = 800$  bis  $850$  kg/qcm, so berechnet sich beispielsweise für einen Lagerdruck  $H = 2290$  kg und eine Säulenhöhe  $h$  zwischen den Lagermitten =  $350$  cm der erforderliche Säulendurchmesser  $d$  im unteren Lager durch

$$H \cdot h = \frac{\pi}{32} d^3 k_b \sim \frac{d^3 k_b}{10}$$

oder mit den vorstehenden Zahlenwerthen

$$d = \sqrt[3]{\frac{2290 \cdot 350 \cdot 10}{825}} \sim 21 \text{ cm.}$$

Beträgt das Gesamtgewicht der Kran konstruktion sammt Nutzlast  $3500$  kg, so folgt hieraus für die Kransäule eine zusätzliche Druckspannung

$$k = \frac{3500}{21^2 \cdot \pi} = \frac{3500}{346} = \sim 10 \text{ kg/qcm,}$$

so dass die grösste Anstrengung auf  $825 + 10 = \sim 835$  kg/qcm beschränkt bleibt und sich vom ausschliesslichen Standpunkt der Festigkeitsrücksichten für Stahl als Material kein Einwand gegen die Dimensionirung erheben lässt.

Mit  $\eta = \frac{d}{2}$  und dem zugehörigen Werth  $x = 350$  cm ist nach Gleichung 400

$$a = \frac{10,5^3}{350} = 3,3 \text{ cm,}$$

Mit  $\alpha = 1:2150000$  für Stahl liefert Gleichung 401

$$\frac{d^2 y}{(dx)^2} = \frac{4 \cdot 2290 x^{-\frac{1}{3}}}{2150000 \pi \cdot 3,3^{\frac{4}{3}}} = \frac{9160 x^{-\frac{1}{3}}}{2150000 \cdot \pi \cdot 4,95}$$

$$\frac{d^2 y}{(dx)^2} = 0,000273 x^{-\frac{1}{3}}$$

Durch einmalige Integration erhält man

$$\frac{dy}{dx} = \frac{3 \cdot 0,000273 x^{\frac{2}{3}}}{2} + C_1. \dots \dots \dots 402.$$

Für  $x = h = 350$  cm im unteren Lager oder wenigstens unmittelbar darunter, wird  $\frac{dy}{dx} = 0$ , also  $C_1 = -0,000273 \cdot 1,5 \cdot 350^{\frac{2}{3}}. \dots \dots \dots 403.$

Mit diesem Werth folgt aus der Integration von Gleichung 402

$$y = 0,000273 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{3}{5} x^{\frac{5}{3}} - 0,000273 \cdot \frac{3}{2} \cdot 350^{\frac{5}{3}} x + C_2.$$

Für  $x = h = 350$  cm ist die Ordinate  $y$  der elastischen Linie = 0 und somit

$$C_2 = 0,000273 \cdot \frac{3}{2} \cdot 350^{\frac{5}{3}} \left(1 - \frac{3}{5}\right) \dots \dots \dots 404.$$

$x = 0$  liefert die Durchbiegung  $f = \max y = C_2$ , also

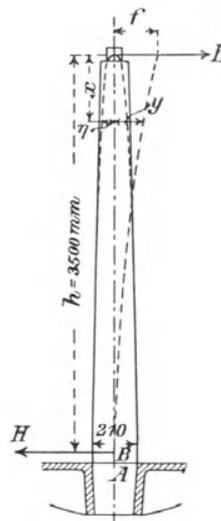


Fig. 477.

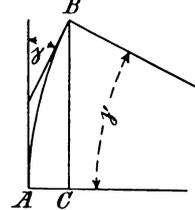
$$f = 0,000273 \cdot \frac{3}{5} 350^{\frac{3}{2}} = 0,000273 \cdot \frac{3}{5} 350 \sqrt{350^2}$$

$$f = 2,85 \text{ cm.}$$

Prüft man den Einfluss der Näherungsannahme  $\frac{dy}{dx} = 0$  und  $y = 0$  für den Punkt *B* auf die Genauigkeit des Schlusswerthes, weil der Wendepunkt der elastischen Linie streng genommen erst in *A* liegt, wo die Säule in die Nabe der Grundplatte übergeht, so ist zunächst das Biegemoment  $M_b$  für die Säulenstrecke *AB* konstant und bei cylindrischer Ausführung dieser Strecke auch das Trägheitsmoment  $\Theta$  konstant, mithin, nach der allgemeinen Beziehung für Balken

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_b \alpha}{\Theta},$$

auch der Krümmungshalbmesser  $\rho$  für diese Strecke gleichbleibend, die elastische Linie also nach einem Kreis gekrümmt.



Bezeichnet, Fig. 477 a,  $\gamma$  den Winkel der Tangente an den Kreis im Punkt *B* mit der ursprünglichen, lothrechten Säulenachse, so folgt für den gleichgrossen Centriwinkel im Kreise zum Bogen *AB*

$$\sin \gamma = \frac{CB}{\rho} = \frac{CB \cdot M_b \alpha}{\Theta}$$

Mit  $CB = 10 \text{ cm}$ ,  $M_b = 2290 \cdot 350 \sim 800000 \text{ kgcm}$ ,  $\alpha = 1 : 2150000$  und  $\Theta = \frac{10,5^4 \pi}{4}$  wird  $\sin \gamma \sim 0,0004$

Fig. 477 a.

oder wegen der Kleinheit des Winkels  $\frac{dy}{dx} = \text{tg } \gamma$  auch  $= \sin \gamma$ , d. i.  $0,0004$ , statt des obigen Näherungswerthes  $\frac{dy}{dx} = 0$ , so dass der Fehler in der früheren Rechnung vollkommen einflusslos bleibt.

Wenn man an Stelle der konisch verjüngten Säule eine cylindrische von  $21 \text{ cm}$  Durchmesser wählt, bleibt die Durchbiegung  $f$  des Säulenkopfes beschränkt auf

$$f = \frac{H \alpha h^3}{\Theta \cdot 3} = \frac{2290 \cdot 4}{2150000 \cdot 10,5^4 \pi} \cdot \frac{350^3}{3} = 1,6 \text{ cm.}$$

In der Ausführung, der ich dieses Beispiel entnommen habe, ist der Säulenkegel, durch Verjüngung bis auf  $120 \text{ mm}$ , der kubischen Parabel, die für den ersten Theil der Rechnung zu Grunde gelegt wurde, durch Tangirung seiner Mantellinie möglichst angenähert und deshalb die Durchbiegung mindestens auf den Mittelwerth von  $f = 2,85 \text{ cm}$  und  $f = 1,6 \text{ cm}$ , d. i. wenigstens auf  $2,3 \text{ cm}$  zu schätzen.

Das Beispiel lässt den nachtheiligen Einfluss grosser Säulenhöhen  $h$  und starker Säulenverjüngung auf die Grösse der Durchbiegung erkennen und zeigt, dass für massive Säulen die aus reinen Festigkeitsrücksichten zulässige Materialanstrengung für den Entwurf sehr erheblich herabgesetzt werden muss, wenn die Abweichung der Krahnensäule aus dem Loth in zulässigen Grenzen bleiben soll. Abgesehen von der erschwerten Drehbarkeit der Krahne mit erheblich durchfedernden Säulen, macht sich die Durchbiegung auch ganz besonders störend für freistehende Krahne mit Laufkatzen bemerkbar, weil die Säulenbiegung hier eine entsprechende Neigung des Auslegers mit der Katzenbahn zur Folge hat.

Stützzapfen. Die Abmessungen des Stützzapfens haben den Anforderungen ausreichender Festigkeit der Querschnitte zu genügen. Wenn sich hierbei unzulässig grosse spezifische Pressungen in den Gleitflächen ergeben, wird die Rücksicht auf den Lagerdruck massgebend für die Wahl grösserer Dimensionen.

Bei Krahnen mit Handbetrieb und seltener Vollbelastung findet man sehr hohe Koeffizienten, für die resultirende Spannung aus Biegung und Druck

$$k = 1000 \text{ bis } 1200 \text{ kg/qcm} \quad . . . . . \quad \mathbf{405.}$$

und für den spezifischen Flächendruck in den Gleitflächen

$$k \text{ bis } 130 \text{ kg/qcm} \quad . . . . . \quad \mathbf{406.}$$

Bei stark benutzten Krahnen und Schwenkbetrieb mit Elementarkraft sind  $800$  und  $100 \text{ kg/qcm}$  für die betreffenden Werthe als obere Grenzen einzuhalten

Die Zapfen werden wegen der verhältnissmässig rohen Ausführung der Gerüste und des Spielraumes im Rollenlager möglichst kurz gehalten, so dass die Höhe der cylindrischen Lauffläche im Spurtopf nur etwa den Zapfendurchmesser erreicht, weil grössere Zapfenlängen bei der Neigung zur Kipplage kaum die wirksame Stützfläche vergrössern, und wegen der geringen und häufig unterbrochenen Drehgeschwindigkeit, bedenkliches Warmlaufen nicht zu befürchten ist. Der Abstand des gefährlichen Querschnitts in der Zapfenwurzel von der wagerechten Zapfenbelastung  $H$  lässt sich unter solchen Verhältnissen auf etwa  $\frac{3}{4}d$  beschränken.

Unter dieser Annahme ist im vorliegenden Fall das Biegemoment des Stützzapfens:

$$\frac{3}{4}d \cdot H = \frac{\pi d^3}{32} k_b.$$

Wenn wir, im Hinblick auf die erhöhte Materialanstrengung durch die gleichmässig vertheilte Druckspannung,  $k_b$  nur mit 1000 kg/qcm in Rechnung stellen, folgt für

$$H = 10550 \text{ kg}, \quad d \sim \sqrt[3]{\frac{10550}{100} \cdot \frac{3}{4}} \sim 9 \text{ cm}.$$

Schätzen wir ferner das Gesamtteigengewicht des drehbaren Krahnobergestells auf 2000 kg, so beträgt die senkrechte Stützzapfenbelastung unter voller Nutzlast  $2000 + 3000 = 5000$  kg und die unmittelbare Druckspannung im Zapfenquerschnitt

$$\frac{5000}{\frac{d^2 \pi}{4}} = \frac{5000}{\frac{9^2 \pi}{4}} = \sim 80 \text{ kg/qcm}$$

also die resultirende grösste Anstrengung aus Biegung und Druck  $1000 + 80 = 1080$  kg/qcm. Durch Ausdrehen des mittleren Theiles der unteren Spurzapfenfläche für eine Ölkammer von 4 cm Durchmesser, bleibt der Flächendruck in der Ringspurfläche auf

$$\frac{5000}{(9^2 - 4^2) \frac{\pi}{4}} = \sim 100 \text{ kg/qcm beschränkt}.$$

Entscheidet man sich für die in der Ausführung gewählte Wölbung der unteren Spurzapfenfläche auf ebener Spurplatte, so bildet sich nur durch die elastische Formänderung der Berührungstelle eine kleine Lauffläche aus, und der Flächendruck verhindert, wie bereits früher bemerkt, unbedingt den Fettzutritt. Der Spurzapfen läuft dann trotz äusserer Schmierung auf der Spurplatte trocken, und die Berührungsflächen müssen glashart gehärtet sein, um Anfressen zu verhüten. Härterisse und übermässige Materialspannung legen hierbei die Gefahr weitergehender Zerstörung nahe.

Der spezifische Seitendruck im Stützlager ist für  $d = 9$  cm, bei 9 cm Spurtopftiefe

$$k = \frac{H}{9^2} = \frac{10550}{81} = \sim 130 \text{ kg/qcm}$$

erreicht also den Grenzwert. Der Lagerdruck lässt sich nur durch Vergrössern des Zapfendurchmessers verkleinern, weil mit grösserer Tiefe des Spurtopfes das Biegemoment des Zapfens wächst, und die oben ermittelte, resultirende Festigkeitsanstrengung des Zapfens bereits ebenfalls dem hierfür zulässigen, oberen Grenzwert nahegerückt ist.

Meist wird das gusseiserne oder Stahlgussquerstück, welches den Kopf- oder Fusszapfen aufnimmt, Fig. 1, 2 und 12, Taf. 29, Fig. 1 u. 2, Taf. 33, Fig. 4, Taf. 34, Fig. 1 u. 2, Taf. 37 u. s. f., bei Drehkränen mit feststehender Mittelsäule nur durch Schrauben mit den Krahnschilden oder Wangen verbunden. Die Schrauben erleiden hierbei zum Theil starke Biegungsanstrengungen, und wenn man diese dadurch beschränkt, dass man, wie in einzelnen der angeführten Beispiele, wenigstens die senkrechte Komponente des schrägen Druckes der ganzen Krahnlast durch Leisten an den Gussstücken abzufangen sucht, so werden mehr oder minder mühsame Passarbeiten

nothwendig, die nicht selten von Hand und roh ausgeführt, den beabsichtigten Zweck vereiteln.

Eine gute und in den meisten Fällen verwendbare Verbindung erhält man durch Zapfen, welche den schrägen Belastungsdruck aufnehmen, wie z. B. in dem Drehkrahnen von Bechem & Keetman, Taf. 30, Fig. 2, die sich auch an gusseisernen Querstücken leicht in Form von Schildzapfen anbringen lassen, wie bei dem Quer-

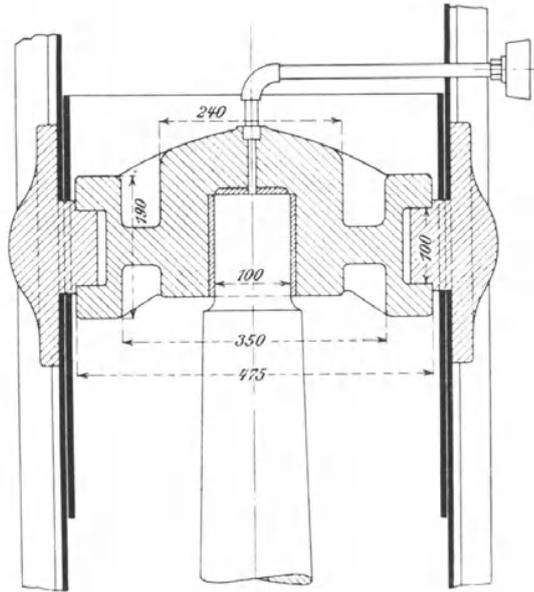


Fig. 478.

haupt, Fig. 478, eines von der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich ausgeführten 5 t Velocipedkrahnes. Soweit man nicht, wie im vorliegenden Fall, in der Verbindung des Kopfzapfens mit dem Gerüst gleichzeitig noch eine gewisse Drehbeweglichkeit für den Betrieb sichern will, um der federnden Durchbiegung der Krahnsäule Rechnung zu tragen, kann man auf die Rosetten im Krahngerüst verzichten und die Zapfenquerstücke mit Schildzapfen unmittelbar in den Stegblechen lagern, weil sehr hohe spezifische Drucke in der Lochlaibung zulässig sind. Die Gussstücke werden dann mit den Wangen direkt

verschraubt. Geht die Belastungresultante durch die Schildzapfenachse, was im Entwurf stets zu erreichen ist, so dienen die Verbindungsschrauben im wesentlichen als Heftschrauben und haben höchstens das Drehmoment aufzunehmen, das von der wagerechten Zapfenkraft an dem kurzen Hebelarm ihres Angriffspunktes in bezug auf die Zapfenachse ausgeübt wird.

Auch bei schweren Fusszapfenstücken gestaltet sich die Verbindung einfach und zuverlässig, weil die Schildzapfen leicht reichlich stark ausgeführt werden können und selbst, bei etwa auf den Steg der Krahnschilde aufgenieteten Verstärkungsplatten, der Hebelarm des Auflagerdruckes so klein ausfällt, dass die Biegungsanstrengung der gusseisernen Schildzapfen in niedrigen Grenzen bleibt.

Die Werkstattarbeit beschränkt sich auf das Bohren der aufeinandergelegten Trägerwangen für die Zapfenlöcher und Abdrehen der Schildzapfen mit ihren anschliessenden Gussstückflächen, die gegen die Wangen geschraubt werden. Die ganze Bauart sichert eine genaue Montirung und verdient mehr Beachtung, als sie bisher im allgemeinen gefunden hat.

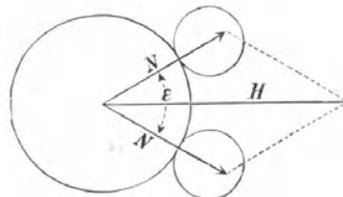


Fig. 479.

Rollenhalslager. Die wagerechte Komponente  $H$  des Druckes im Ausleger wird im Rollenlager, Fig. 5, Taf. 29, durch zwei Laufrollen auf die Krahnsäule übertragen und zerlegt sich hierdurch in zwei weitere Kom-

ponenten  $N$  nach den Richtungen der gemeinschaftlichen Centralen zwischen der Krahnsäule und den Rollen, Fig. 479, die den Winkel  $\epsilon$  miteinander bilden.

Hiernach ist 
$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\varepsilon}{2}} \dots \dots \dots 407.$$

Im vorliegenden Falle erhalten wir mit  $H = 10550$  und  $\varepsilon = 60^\circ$   
 $N = \sim 6060 \text{ kg}.$

Die Rollen laufen lose auf Stahlachsen, die als Bolzen in den Rollenkästen eingesetzt sind und dort festgehalten werden. Die gleichzeitige Belastung der Rollachsen durch den Widerstand der rollenden und der gleitenden Reibung im Rollenumfang und in der Rollennabe senkrecht zu  $N$  führt zu einer resultirenden Achsenbelastung, die so wenig von  $N$  verschieden ist, dass dieser Werth als allein massgebend beibehalten werden kann.

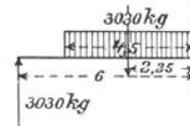


Fig. 480.

Die Rollachse wird durch  $N$  gleichmässig belastet und auf Biegung beansprucht. Bei 9 cm Rollenhöhe und 12 cm Abstand der Auflagermitten für die Rollachse im Kasten ist nach Fig 480 für den mittleren Querschnitt, wegen der symmetrischen Lastverteilung,

$$3030(6 - 2,25) = \frac{\pi}{32} k_b d^3 \text{ und mit } k_b = 1000 \text{ kg/qcm}$$

der Rollendurchmesser  $d = \sim 5 \text{ cm}.$

Der Flächeneinheitsdruck in der Nabenbohrung wird dann bei 5 cm Bohrungsweite und 9 cm Nabelnänge

$$k = \frac{6060}{5 \cdot 9} = \sim 135 \text{ kg/qcm}.$$

Auch hier wird also die obere zulässige Grenze erreicht, ja schon etwas überschritten. Zum Theil noch erheblich weitergehende Anstrengungen und spezifische Pressungen in ausgeführten Konstruktionen nähern sich der Grenze zweifelhafter Betriebsicherheit und erschweren die Beweglichkeit des vollbelasteten Krahnns in unzulässiger Weise.

- Bezeichnet wie bisher  $N$  die Belastung der Rolle in kg,
- $D$  ihren Durchmesser in cm,
- $b$  ihre tragende Breite in cm,
- $k$  einen Koeffizienten,

so ist nach Bach für Rollen auf ebener Bahn

$$D = \frac{N}{k b} \dots \dots \dots 408.*)$$

und  $k$  für gusseiserne Rollen auf Gusseisen  $\leq 25 \text{ kg}$ , für Stahl oder stahlhartes Material  $\leq 60 \text{ kg}$  zu wählen, um störende Abflachungen zu vermeiden. Für Krahnlagerrollen mit der Krahnssäule als Rollenbahn liegen die Verhältnisse noch ungünstiger, als bei ebener Bahn. Trotzdem werden hier die vorstehenden Grenzwerte nicht selten überschritten, theils im Hinblick auf selten auftretende Vollbelastung, theils infolge von Platzmangel.

Da wegen der balligen Form des Rollenumfanges höchstens etwa die halbe Rollenhöhe als tragend angenommen werden kann, würde im vorliegenden Fall mit  $b = 4,5 \text{ cm}$ ,  $N = 6060 \text{ kg}$  und  $k = 60 \text{ kg/qcm}$

$$D = \frac{6060}{4,5 \cdot 60} = \sim 22,5 \text{ cm}$$

zu wählen sein, während in der Ausführung  $D$  auf 12,5 cm beschränkt ist.

Aus dem vorstehenden Beispiel ersieht man, dass Rollenlager mit festen Rollachsen bei zuverlässiger Ausführung mehr Platz erfordern, als ihnen gewährt zu werden pflegt, und dass die Achsen selbst so stark ausfallen, dass neben der rollenden Reibung eine ganz bedeutende, gleitende Achsenreibung in der Nabe auftritt, die auch durch die üblichen, schwachen Achsen nicht herabgesetzt wird, weil hier der Rollendruck die Flächen ganz scharf zusammenpresst. Mit Recht wenden daher einige Konstruk-

\*) C. Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., 1903, S. 583, und Z. d. V. d. I. 1889, S. 476.

teure statt der stark überlasteten Rollenlager einfache cylindrische Muffen an, welche die Krahnssäule hinter dem Auslegerfuss als Lagerschale umgeben und bei der Dicke der Krahnssäulen verhältnissmässig geringe spezifische Pressungen empfangen. Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, wenn man die Rollenachsen, wie in Fig. 12 und 13, Taf. 29, in einen frei beweglichen Ring einsetzt, der durch aussen liegende, kleine Laufrädchen getragen wird und der Krahdrehung folgt, während sich der Lagerdruck, ohne die Achsen der wälzenden Rollen zu belasten, von der drehbaren Krahnhaube auf die feststehende Krahnssäule überträgt.\*) Die Berechnung derartiger wälzender Rollenlager ist S. 584 entwickelt.

Auch Kugellager finden mehrfach, sowohl als Hals- wie als Stützlager Verwendung, und ist Näheres darüber S. 585 mitgetheilt.

#### Fundamentplatte, Anker und Grundmauerwerk.

Für die Resultante aus der Nutzlast und dem vollen Eigengewicht des bereits theilweise S. 558 u. f. berechneten Becker'schen Krahnes darf unter reichlicher Schätzung des Eigengewichts  $Q = 5400$  kg und der zugehörige Hebelarm der Resultante in bezug auf die Krahnssäulenachse  $a = 300$  cm gesetzt werden. Für die Grundplatte ist die Ankerzahl  $n = 8$  und der Ankerkreishalbmesser  $r = 82$  cm gewählt.

Mit diesen Werthen geht die Gleichung 313, S. 526, für die Anker über in

$$d = \sqrt[3]{\frac{5400}{1500} \left( \frac{600}{8 \cdot 82} - \frac{1}{8} \right)} = \sim 1^{5/8}'' \text{ engl.}$$

Für die sternförmige Grundplatte ist bei Wahl symmetrischer I-Armquerschnitte die aufwärtsgerichtete Stützkraft des Mauerwerks als biegende Kraft massgebend. Das erforderliche Widerstandsmoment des Armquerschnitts an der Nabe bestimmt sich aus Gleichung 309, S. 524, durch  $\frac{\Theta}{e} \geq Q \left( \frac{2a}{nr} + \frac{1}{n} \right) \frac{l}{k_b}$ .

Mit den obigen Zahlenwerthen und  $l = 63$  cm,  $k_b = 250$  kg/qcm folgt

$$\frac{\Theta}{e} \geq 5400 \left( \frac{600}{8 \cdot 82} + \frac{1}{8} \right) \frac{63}{250} = 1415.$$

Dem genügt ein Profil mit den Abmessungen der Fig. 481, für welches

$$\frac{\Theta}{e} = \frac{15 \cdot 32^3 - 12,5 \cdot 26^3}{12 \cdot 16} = \sim 1415 \text{ ist.}$$

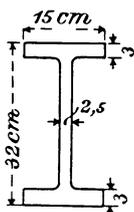


Fig. 481.

Für den diametral gegenüberstehenden, durch den Ankerzug belasteten Arm ist Gleichung 309 mit dem Minuszeichen anzuwenden, und es ermittelt sich demnach die hier auftretende Biegunstanzuganstrengung mit den vorliegenden Zahlenwerthen aus

$$k_b = Q \left( \frac{2a}{nr} - \frac{1}{n} \right) \frac{l}{\Theta} \cdot e = 5400 \left( \frac{600}{8 \cdot 82} - \frac{1}{8} \right) \frac{63}{1415} = \sim 190 \text{ kg/qcm.}$$

Verwendet man, wie vielfach üblich, einfach T-förmiges Profil für die Sternarme und zwar der vorliegenden Ausführung entsprechend, das umstehende, Fig. 482, S. 569, mit dem Schwerpunktsabstand

$$x_0 = \frac{16 \cdot 3,5 \cdot 1,75 + 31,5 \cdot 2,5 \cdot 19,25}{16 \cdot 3,5 + 31,5 \cdot 2,5} = 11,9 \sim 12 \text{ cm}$$

und dem Trägheitsmoment, bezogen auf die Schwerpunktsachse

\*) Die mehrfach verbreitete Ansicht, dass Rollenlager wegen des verschieden grossen Durchmessers der Krahnssäule und der äusseren Wälzungsbahn neben der wälzenden Reibung auch noch gleitende erzeugen, die mit der verhältnissmässigen Grösse der Wälzungsrollen wächst, ist irrthümlich. Die Rollen wälzen sich ganz regelrecht, ohne zu gleiten, auf der Kernsäule und im inneren Widerlagcylinder ab, wie Planetenräder, die gleichzeitig mit einem innen verzahnten Kranz und mit einem concentrischen, aussen verzahnten Stirnrade in der Mitte in Eingriff stehen. Vergl. Fig. 3 u. 4 Taf. 2.

$$\Theta = \frac{35^3 \cdot 16 - 31,5^3 \cdot 13,5}{3} - (16 \cdot 3,5 + 31,5 \cdot 2,5) 23^2 = \sim 16590,$$

so ergibt sich für den in Rede stehenden Kran die Biegungsanstrengung in der unteren gezogenen Rippenfaser des aufwärts gebogenen Armes mit dem hierfür in Betracht kommenden Werthe

$$\frac{\Theta}{e} = \frac{16590}{35 - 12} = \frac{16590}{23} \sim 721 \text{ aus der Gleichung}$$

$$k_b = Q \left( \frac{2a}{nr} + \frac{1}{n} \right) \frac{l \cdot e}{\Theta} = 5400 \left( \frac{600}{8 \cdot 82} + \frac{1}{8} \right) \frac{63}{721} = \sim 490 \text{ kg/qcm.}$$

Für den gegenüberliegenden, durch den gespannten Anker abwärts gebogenen Arm liegen die gezogenen Fasern in der Deckplatte, und es kommt daher für die grösste Biegungszuanstrengung der Werth

$$\frac{\Theta}{e} = \frac{16590}{12} = \sim 1382$$

in Betracht. Ferner ist hierfür Gleichung 309 mit dem Minuszeichen zu benutzen,

$$\text{d. h. } k_b = Q \left( \frac{2a}{nr} - \frac{1}{n} \right) \frac{l \cdot e}{\Theta} = 5400 \left( \frac{600}{8 \cdot 82} - \frac{1}{8} \right) \frac{63}{1382} = \sim 194 \text{ kg/qcm.}$$

Die nach den vorstehenden Rechnungen zum Vergleich stehenden Biegungsanstrengungen 490 und 194 kg/qcm in den diametral gegenüberliegenden Armen lassen, im Hinblick auf die früheren Werthe 250 und 190 kg/qcm erkennen, wie ungeeignet der einfache T-Querschnitt für die Plattenarme ist, weil diese Form nur auf die Anstrengungen in den abwärts gebogenen Armen Bedacht nimmt. Will man diese Form mit Rücksicht auf leichtes Abändern des Modells für verschiedene Belastungsverhältnisse beibehalten, so wäre es vorzuziehen, wenigstens die wagerechte Platte des Querschnitts unten anzubringen, weil das aufwärts biegende Moment grösser ist, als das abwärts biegende. Im vorliegenden Fall würde dann die Biegungszuanstrengung im aufwärts gebogenen Arm durch Vertauschung der Werthe von  $\frac{\Theta}{e}$  auf 255 kg/qcm sinken und im abwärts gebogenen wenigstens nur auf 344 kg/qcm steigen, aber auch hier überschreitet der letzte Werth immerhin noch die Grenze, welche im Hinblick auf den Kraftrichtungswechsel beim Kranschnwenken und auf die durchschnittliche Güte derartiger Gussstücke innegehalten werden sollte. \*)

Nach den Ankeraugen zu werden die Arme in der Höhe etwa auf die Hälfte des Ansatzquerschnittes an der Nabe und gleichzeitig auch in der Breite etwas verjüngt, ohne die Flansch- und Stegstärken im übrigen zu verändern. Die Zulässigkeit der im einzelnen Fall hierfür gewählten Verjüngungsform ist nöthigenfalls durch rechnerische Prüfung eines Querschnitts in der mittleren Armstrecke zu untersuchen.

In der Textfigur 483, S. 570, ist die Krangrundplatte dargestellt, wie sie sich nach den vorstehend ermittelten Rechnungswerten mit I-förmigem Querschnittsprofil und mit den Auflagerfüssen der Ankeraugen ergeben würde, wenn man, nach den Annahmen der Rechnung, die Auflager auf die unmittelbare Umgebung der Anker beschränkt.

Legt man die ebene Fläche der Grundplatte, wie in der linken Hälfte der

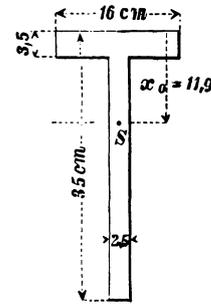


Fig. 482.

\*) Hierbei ist nicht zu übersehen, dass der Vergleich der Ausführungswerte mit den eigenen Rechnungsergebnissen durch die Verschiedenheit der Plattenauflagerung unzuverlässig wird, weil die ausgeführte Platte ganz mit Cement untergossen ist, die Grundannahmen der Rechnung aber die Auflager auf die Ankeraugen, wie in Fig. 447, S. 517, beschränken. Dass zum Berechnen der Anstrengung vollkommen untergossener Grundplatten der Dehnungskoeffizient des Mauerwerks bekannt sein muss, wurde S. 520 und 527 bemerkt.

Figur nach unten, so ist die Grundplattengrube mit einem Riffblech zu überdecken, falls man die Ankermuttern freihalten will. Die andere Hälfte

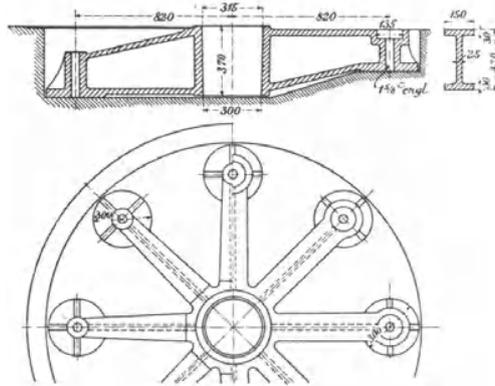


Fig. 483.

der Figur zeigt die umgekehrte Verjüngungslage der Sternarme. Die Auflagerfüsse sind nach Gl. 317, S. 528, mit 300 mm Durchmesser auszuführen, und beschränken nach den Gl. 315 und 316, S. 527, den Druck gegen das Mauerwerk auf 10 kg/qcm. Statt die Fusscheiben unmittelbar mit der Grundplatte zusammenzugiessen, können auch getrennte Unterlegplatten angewendet werden.

Da die Fundamentanker dazu dienen, die Grundplatte mit einem Mauerklotz zu verbinden, dessen Eigengewicht das Umkippen des

vollbelasteten Krahnens hindert, bestimmt sich die erforderliche Ankerlänge aus der Höhe des Mauerklotzes, der mit der Grundplatte verankert wird und das Gegengewichtsmoment liefert.

Durch den Steinverband reicht die Grundfläche des von den Ankern zusammengehaltenen Mauerklotzes über den Ankerkreis hinaus, und man kann den Durchmesser des in Betracht zu ziehenden Steincylinders um so eher 40 bis 50 cm grösser, als den Durchmesser des Ankerkreises in Rechnung stellen, als andererseits der gleichzeitige Widerstand des umgebenden Mauerwerks gegen das Aufkippen des unmittelbar zusammengeklammerten Steincylinders sich nicht wohl rechnerisch berücksichtigen lässt.

Bezeichnet  $D$  den Durchmesser des so abgegrenzten Fundamentmauerklotzes in m,

$x$  seine Höhe, d. h. die Länge der Anker in m,

$\gamma$  das Gewicht eines Kubikmeter Mauerwerks,

$Q$  die Resultante aus Nutzlast und Krahneigengewicht,

$a$  den Abstand der Resultante von der Krahnensäulenachse in m,

so besteht für eine an den Grundriss des vollkommen freistehend gedachten Mauerklotzes gelegte Tangente als Kippachse die Momentengleichung

$$x \frac{\pi D^2}{4} \cdot \gamma \frac{D}{2} = Q \left( a - \frac{D}{2} \right) \quad \dots \dots \dots \quad 409.$$

Hieraus berechnet sich für das vorliegende Beispiel mit  $D = 2$  m,  $a = 3$  m,  $Q = 5400$  kg und  $\gamma = 1600$  kg

$$x \sim = 2 \text{ m.}$$

Gestatten örtliche Verhältnisse nicht, das Fundament bis zu dieser Tiefe geschlossen auszuführen, so ist die Grundfläche des Mauerklotzes künstlich zu vergrössern, indem man ein Rahmenwerk aus eisernen Trägern als Basis einmauert und die Ankerenden hieran befestigt.

Bei genügender Grösse der Grundplatte und künstlicher Belastung von oben, können schliesslich die Anker ganz entbehrt werden, wie dies bei einzelnen Ausführungen freistehender Krahne und auch bei allen fahrbaren der Fall ist.

**Berechnung der Krahnwinde.**

Für die vorgeschriebene Grenzlast von 3000 kg ist zur Beschränkung der Kettenstärke eine Winde mit gemischter Übersetzung, d. h. mit Zahnradervorgelegen und loser Rolle zu wählen.

Unter dieser Voraussetzung genügt nach der Tabelle, S. 24, eine Kette von 15 mm Eisenstärke für die Belastung des laufenden Trums mit 1500 kg vollkommen, und der Trommeldurchmesser kann zu 300 mm angenommen werden. Für den Betrieb durch 2 Arbeiter mit je 12,5 kg Kurbeldruck, und 400 mm Kurbelarmlänge wird ausser der losen Rolle noch doppeltes Zahnrädervorgelege nothwendig. Demnach ist der Wirkungsgrad des ganzen Triebwerks auf etwa 0,8 zu schätzen und die Zahnräderübersetzung für

$$\frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{2 \cdot 12,5 \cdot 400}{1500 \cdot 150} \cdot 0,8 = \frac{8}{225} \sim \frac{1}{28}.$$

Diese Übersetzung ist passend auf zwei Vorgelege mit den Übersetzungsverhältnissen  $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{7}$  zu vertheilen. In naher Übereinstimmung hiermit finden sich in der Ausführung die Räderpaare mit den Zähnezahlen 16 und 66 und 12 und 84. Durch ausschaltbare Anordnung der kleineren Übersetzung wird die Last, welche sich mit einfachem Vorgelege heben lässt, auf  $\frac{3000}{4} = 750$  kg beschränkt.

Für 6 m Hakenhub sind wegen der losen Rolle 12 m Kette aufzuwinden. Bei 300 mm Trommeldurchmesser und  $\sim 942$  mm Umfang findet die ganze Kettenlänge in  $\sim 13$  Windungen Platz. Für 49 mm äussere Gliedbreite der Kette von 15 mm Eisenstärke erfordern die Windungen für schräglauflende Kettenglieder mit 3 mm Spielraum nach Gleichung 141, S. 134, 42 mm Ganghöhe und damit eine freie Trommellänge  $= 13 \cdot 42 = 546$  mm.

Über die Berechnung der Zahntheilung, der Wellen und des Bremswerkes geben die früheren Rechnungen in dem Abschnitt über Winden Aufschluss.

#### Triebwerk für das Krahnenschwenken.

Zum Krahnenschwenken sind die Reibungswiderstände im Stützapfen- und im Rollenlager zu überwinden.

Bezeichnet  $V$  die senkrechte Belastung der Spurzapfenringfläche,  
 $H$  die wagerechte Belastung des Stützapfens,  
 $N$  die wagerechte Belastung der unteren Halslagerrollen,  
 $r_1$  den äusseren Stützapfenhalbmesser,  
 $r_2$  den inneren Halbmesser der Ringspurfläche,  
 $r_3$  den Halbmesser der Lagerrollen,  
 $r_4$  den Halbmesser der Rollenachsen,  
 $r_5$  den Halbmesser der Krahnsäule im Rollenlager,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,  
 $f$  den Koeffizienten der rollenden Reibung,  
 $R$  den Theilkreishalbmesser des auf die Krahnsäule für den Schwenkbetrieb aufgekeilten Zahnkranzes,

so bestimmt sich der auf den Umfang dieses Theilkreises bezogene Gesamtwiderstand aller Lagerreibungen durch

$$W = \frac{\mu H r_1}{R} + \frac{\mu V (r_1 + r_2)}{2 R} + \frac{2 \mu N r_4 r_5}{r_3 R} + \frac{2 f N r_5 + r_3}{r_3 R}$$

$$W = \frac{1}{R} \left[ \mu \left( H r_1 + V \frac{r_1 + r_2}{2} \right) + \frac{2 N}{r_3} (\mu r_4 r_5 + f) (r_5 + r_3) \right] \quad \mathbf{410.}$$

Für das vorliegende Beispiel mit den Werthen  $H = 10550$  kg,  $V = 5000$  kg,  $N = 6060$  kg,  $r_1 = 45$  mm,  $r_2 = 20$  mm,  $r_3 = 112$  mm,  $r_4 = 25$  mm,  $r_5 = 175$  mm,  $\mu = 0,08$  und  $f = 0,5$  mm folgt

$$W \cdot R = 104330 \text{ kgmm} = 10433 \text{ kgcm.}$$

Der Wirkungsgrad der doppelten Räderpaare für das Schwenktriebwerk kann auf 0,88 geschätzt werden. Giebt man der Antriebkurbel 300 mm Armlänge und nimmt 22 kg Kurbeldruck in Aussicht, so ist:

$$\frac{\text{Moment der Reibungswiderstände}}{\text{Antriebsmoment für das Krahnenschwenken}} = \frac{104330}{0,88 \cdot 300 \cdot 22} = \sim 18 = \frac{3}{1} \cdot \frac{6}{1}.$$

In naher Übereinstimmung hiermit finden sich in der Ausführung die Kegelräder des Triebwerks mit den Zähnezahlen 13 und 39 und das Stirnräderpaar mit den Zähnezahlen 9 und 55. Die Theilkreisdurchmesser ermitteln sich aus den Zähnezahlen und der für die Kraftübertragung erforderlichen Theilung. Die Zähnezahl des kleinen Stirntrieblings, welches sich in dem ruhenden Zahnkranz auf der Krahnssäule abwälzt, ist im vorliegenden Fall auf 9 beschränkt, um den Zahnkranz bei der erforderlichen Übersetzung noch zwischen den Krahnschilden auf der Krahnssäule unterbringen zu können. Zu demselben Zweck könnte man auch die Übersetzung des Kegelräderpaares steigern. Wenn man in anderen Fällen auf diesen Wegen nicht zum Ziel gelangt, ist auf die Verbindung des ruhenden Zahnkranzes mit der feststehenden Krahnssäule zu verzichten und der Kranz dann auf der Krahngrundplatte oder auf dem Fundament anzuordnen, wo jede störende Beschränkung für die Wahl grösserer Durchmesser fortfällt. Bei solcher Bauart findet man meist innen verzahnte Schwenkkranze. Für Krahne mit drehbarer Säule ergibt sich von selbst die Nothwendigkeit, den ruhenden Zahnkranz für den Schwenkbetrieb ausserhalb der Säule auf dem Fundament zu befestigen.

#### Graphische Ermittlung der Krahngerüstkräfte.

Es sei in Fig. 7, Taf. 29, das Krahndreieck mit der Zugstangenrichtung  $AB$  und der Auslegerrichtung  $CB$  festgelegt, das im wesentlichen durch die gegebene Ausladung und Auslegerkopfhöhe, sowie durch die Krahnssäulenhöhe — für Uferkrahn meist 1,25 bis 1,5 m — bestimmt ist.

Zur Ermittlung der in den Zugstangen und im Ausleger wirkenden Kräfte bestimme man zunächst durch Schätzung den voraussichtlichen Zuwachs der Last am Auslegerkopf durch sein Eigengewicht, durch die frei herabhängende Kette nebst Rollen und Haken, sowie durch die Gewichte des halben Auslegerrohres und der halben Zugstangen. Nimmt man für diesen Theil der Eigengewichte, wie früher, 400 kg an, so sind vom Auslegerkopf nach einem beliebig gewählten Kräftenmassstab bei 3000 kg Nutzbelastung 3400 kg senkrecht nach unten in die Zeichnung einzutragen. Es entspreche dem die Senkrechte  $BD$ . Eine Parallele durch  $D$  zur Zugstangenrichtung  $AB$  schneidet auf der Auslegerrichtung die Druckkomponente  $BE$  ab, welche im Ausleger wirkt, während die Parallele  $DE$  die Zugkomponente für die Zugstangen bestimmt.

Ferner ist in Betracht zu ziehen, dass die Kippwirkung des vollbelasteten drehbaren Krahnobergestells durch die Widerlagkräfte der Krahnssäulenerlager aufgenommen werden muss, und man kann auch hier leicht das Kräftedreieck verzeichnen, weil die Richtung der Lagerdrucke durch die konstruktive Ausführung der Lager und durch den Angriffspunkt der Gewichtsergebnante des belasteten Obergestells bestimmt ist. Die Seitenlängen des Kräftedreiecks sind von der Grösse der Gewichtsergebnante abhängig.

Zur Bestimmung der Belastungsergebnante müssen ausser der Nutzlast, das Eigengewicht des drehbaren Krahngerüsts und seine Schwerpunktlage bekannt sein. Da sich diese Grössen im voraus nicht genau angeben lassen, ist der Weg der Schätzung zu betreten.

Man wird die Verhältnisse genügend genau beurtheilen, wenn man sich, wie in unseren früheren Zahlenrechnungen, das bewegliche Obergestell durch einen Schnitt in zwei Theile zerlegt denkt, der durch die Mitte des Auslegerrohres und der Zugstangen geführt wird. Das hierdurch abgetrennte, der Krahnssäule zunächst liegende Stück des Obergestells wird, wie wir bereits früher hervorgehoben haben, bei den meisten Uferkrahnkonstruktionen sich annähernd um den Stützzapfen ausbalanciren, bisweilen sogar ein Kippmoment besitzen, das dem des abgesonderten, belasteten

Krahnschnabels entgegenwirkt. Berücksichtigen wir deshalb nur das leicht bestimmbare Kippmoment des Krahnschnabels, so werden die hieraus ermittelten wagerechten Widerlagkräfte der Stützsäule höchstens etwas zu grosse Werthe annehmen, deren Einführung in die Festigkeitsrechnungen die Sicherheit der Konstruktion erhöht.

Unter dieser Annahme bestimmen wir die Resultante aus dem senkrechten Lastzug am Auslegerkopf und aus dem Eigengewicht des Krahnschnabels bis zur Ausleger- und Zugstangenmitte. Diese Resultante falle in die Richtung  $ZZ$ , ihre Grösse ist im vorliegenden Beispiel  $= BD = 3400$  kg.

Da die in Rede stehende Resultante sich mit beiden Reaktionskomponenten als ein System im Gleichgewicht befindlicher Kräfte in einem Punkt schneiden muss, und das Rollenlager nur eine Stützkraft senkrecht zu den Laufflächen der Rollen äussern kann, ist zunächst durch den Schnittpunkt  $J$  der Rollenreaktion mit der Resultantenrichtung  $ZZ$  derjenige Punkt bestimmt, durch welchen auch die Reaktion des Stützzapfens gerichtet sein muss. Wir erhalten die Richtung dieser Kraft durch die Gerade  $MJ$ .

Trägt man auf  $ZZ$  von  $J$  aus die Belastungresultante  $JF = BD = 3400$  kg ab und zieht durch  $F$  eine Parallele zur Druckrichtung des Rollenlagers, so schneidet diese auf  $JM$  in der Strecke  $JL$  die Reaktionskraft des Stützzapfens ab, während  $FL$  oder die parallele und gleiche Strecke  $KJ$  den Reaktionsdruck des Rollenlagers zur Darstellung bringt. Zerlegt man  $JL$  in eine wagerechte und in eine senkrechte Komponente, so ist  $FL$  die wagerechte,  $KL$  die senkrechte Stützlagerkraft.

Die Horizontalkräfte fallen, wie selbstverständlich, für beide Lagerstellen gleich gross aus und bestimmen das Biegemoment der Krahnsäule. Der senkrechte Stützzapfendruck erhöht sich durch das Eigengewicht der für die Untersuchung abgetrennten Theile des drehbaren Krahngerüstes. Diese Druckerhöhung ist, wie früher beim Berechnen des Stützzapfens und der Schwenkwiderstände, zu berücksichtigen.

Für den Fall, dass statt der cylindrischen Laufrollen konische angewendet werden, ist selbstverständlich auch die Rollenbahn am Krahnsäulenschaft hierzu passend kegelförmig auszuführen. Dieser Fall ist durch punktirte Linien in der Figur berücksichtigt. Ist  $N$  der Schnittpunkt des Rollen-drucks, d. h. der Normalen auf der Mitte der Rollenbahn, mit der Belastungresultante des Krahnschnabels, so nimmt jetzt die Reaktion des Stützzapfens die Richtung  $MN$  an. Trägt man die Belastungresultante des Krahnschnabels auf ihrer Richtung in der Strecke  $NO$  auf und zieht durch  $O$  eine Parallele zur Rollenreaktion, so schneidet diese Parallele auf der Stützzapfenkraft die zugehörige Reaktionsgrösse  $NP$  ab, während  $OP$  den Widerlagdruck des Rollenlagers misst. Beide Lagerkräfte sind in diesem Falle geneigt. Durch horizontale und vertikale Zerlegung ergeben sich gleiche horizontale Komponenten, die das Biegemomentpaar der Krahnsäule bilden, während die senkrechte Komponente für den Stützzapfen durch die Strecke  $PS$ , und der senkrechte Druck des konischen Rollenlagers durch die Strecke  $SR$  bestimmt werden. Zu berücksichtigen bleibt, dass sich auch in diesem Falle der Stützzapfendruck durch das von der bisherigen Untersuchung ausgeschlossene Eigengewicht der um die Krahnsäule gruppirten Theile des Krahngerüstes vermehrt.

Aus der Zeichnung ist ersichtlich, dass Kegelrollen unter allen Umständen den Stützzapfen mehr oder minder entlasten, vor allem aber wird das Biegemoment der Krahnsäule verkleinert. Diese Verkleinerung des Biegemomentes lässt sich weiter treiben, wenn man die konische Laufbahn möglichst gross wählt, d. h. sie von der Krahnsäule auf die Fundamentplatte verlegt, um ihren Durchmesser beliebig steigern zu können. Den

Übelstand, dass hierdurch der Weg der rollenden Reibung vergrößert wird, sucht man dann möglichst dadurch unschädlich zu machen, dass man die Hauptlast des Krahn künstlich auf den Stützzapfen zurückbringt. Man setzt den Stützzapfen mit Schraubengewinde in die Krahnhaube ein, um durch den einstellbaren Zapfen den Laufrollendruck auf Kosten des Stützzapfendruckes zu lüften, oder erreicht dasselbe durch geeignete Wahl des Kegelwinkels der Rollenbahn. Je flacher dieser gewählt wird, um so höher rückt der Punkt  $N$ , um so kleiner wird gleichzeitig der Zapfendruck  $PS$ , und schliesslich kann er sogar negativ ausfallen, d. h. das Kippmoment kann bei flach geneigter Rollenbahn den Krahn aus seinem Kopflager herausheben. Man hat daher beim Entwurf durch passende Wahl des Kegelwinkels diesen Fall zu vermeiden und dafür zu sorgen, dass der Mittelpunktzapfen wirklich in ausreichender Weise als Stützzapfen ausgenutzt wird, weil man sonst, abgesehen von der störenden Überlastung der Rollen, zu der unvortheilhaften Anordnung gezwungen wird, den Zapfen in der Säule zu befestigen und das Aufkippen des Krahngerüsts durch einen Zapfenbund zu hindern, der sich auf die Deckplatte der Krahnhaube legt.

Bei der Berechnung des Auslegers ist nach S. 558 u. f. im allgemeinen auch noch die etwaige Erhöhung der Druckkraft durch die Komponente des Lastkettenzuges mit zu berücksichtigen, die je nach der Richtung des Kettenlaufes für lange Ausleger unter Umständen erheblichen Einfluss auf die erforderliche Stärke des Querschnitts gewinnen kann. Andererseits muss im Entwurf dafür gesorgt werden, dass die Zugstangen durch den Kettenzug niemals auf Druck beansprucht werden, um hier mit den verhältnissmässig kleinen Zugquerschnitten auszukommen und ungeschickte Abmessungen zu vermeiden.

#### **Kohlenkrahn für 1000 kg Last mit Sicherheitskurbel von E. Becker.**

Fig. 8 bis 11, Taf. 29, stellen einen Becker'schen Uferkrahn für 20 Ctr. Nutzlast, mit geschmiedeter Stahlsäule dar, der zum Aufladen der Kohlenkörbe für Lokomotivtender auf Bahnhöfen benutzt wird. Die Krahnshilde sind durch eine bis nahe zur Fundamentplatte hinabreichende gusseiserne Haube ersetzt, an welche die gusseisernen Wangen des Krahnwindengestells seitlich angeschraubt werden. Ein einfacher Rohrstützen am unteren Mantel der Krahnhaube bildet den Schuh für den Auslegerfuss, während die Zugstangen für den Ausleger an den Wangen der Krahnwinde befestigt sind. Der Stützzapfen wird im Kopf der Krahnhaube durch eine Mutter festgehalten und läuft im Kopf der Krahnsäule. Der Rollenkasten des unteren Halslagers ist an die Krahnhaube in Form einer kranzförmigen Erweiterung angegossen. Neuerdings wählt Becker statt der gusseisernen Gestellhaube schmiedeeiserne Wangenbleche mit Winkeleisenrändern, die oben durch eine Stützzapfentraverse, unten für den Einbau des Fusshalslagers und des Fussgelenkes für den Ausleger durch Quer[-Eisen miteinander verbunden werden. Diese Anordnung baut sich etwas billiger. Das Triebwerk der Krahnwinde besteht aus einem einfachen Zahnradvorgelege mit allen Sicherheitsvorkehrungen für den Lastniedergang, zum Auskuppeln der Kurbel während der Lastsenkung und zur Bremsregulierung durch selbstthätig wirkende Centrifugalbremse. Die Anordnung der Sicherheitskurbel mit Centrifugalbremse ist eingehend im Abschnitt über Bremswerke und Sicherheitskurbeln, S. 260 u. 266, besprochen und auf Taf. 8, Fig. 2 bis 4, in ähnlicher Ausführung gezeichnet.

Der Krahn wird ohne besonderes Triebwerk durch Ziehen an der Lastkette oder durch seitlichen Druck gegen den Ausleger geschwenkt.

**Krahn für 4000 kg mit gekrümmtem Blechausleger.**

Die Krahnzeichnungen Fig. 12 und 13, Taf. 29\*), liefern ein Beispiel für Krahn mit feststehender, gusseiserner Säule und schmiedeiserne Gerüstkonstruktion mit kastenförmigem Querschnitt, die sich nach Art der Fairbairn-Krahn, Taf. 31 mit gekrümmtem Übergang in den Ausleger bis zum Krahnshnabel fortsetzt. In der Zeichnung ist nur der untere Schaft des drehbaren Obergestells mit seiner kugelgelenkigen Abstützung durch ein eigenartig ausgebildetes Querhaupt auf dem cylindrischen Spurzapfen im Krahnssäulenkopf, und dem unteren Wälzungsrollenlager am Säulenfuß dargestellt, dessen freie Drehbarkeit durch 4 kleine Tragrollen vermittelt wird. Der Auslegeranschluss kann, wie in Fig. 1, Taf. 31, schräg ansteigend oder auch, bei ausreichender Schafthöhe, wagerecht ausgeführt werden. Die Druckbelastung und Bewegungswiderstände des Rollenlagers ermitteln sich in gleicher Weise, wie für den Fairbairn-Krahn S. 584.

**Freistehender Eisenbahn-Drehkrahne ohne Fundamentanker von Mohr & Federhaff.**

Die Grundplattenverankerung kann entbehrte werden, wenn man die Platte gross und schwer genug macht, um bei genügend festem Untergrund in sich den Gleichgewichtszustand der Krahnaufstellung zu sichern. Die Skizze, Fig. 484, zeigt eine derartige gusseiserne Grundplatte nach Ausführungen der Mannheimer Maschinenfabrik von Mohr & Federhaff. Die Sternrippen liegen oben und endigen aussen in einem geschlossenen Ringkranz, der eine grosse Auflagerfläche besitzt. Im allgemeinen ist aber auch hierfür als Auflager ein Steinsockel oder bei sehr widerstandsfähigem Boden wenigstens eine sorgfältige Betonbettung erforderlich, damit das Eindringen der Platte in den Untergrund verhütet wird, die sich unter der Einwirkung des Kippmoments nach der Kippkante zu, mit wachsender spezifischer Pressung auflegt. Für leichtere Krahn genügt die Einlage von Gussfüllungstücken in die Grundplatte, um das Lastkippmoment auszugleichen. Statt der Gusseisenfüllung verwendet man auch wohl nur Steine und verlegt die Grundplatte so tief, dass eine Pflasterschicht darüber als weitere Belastung dient.

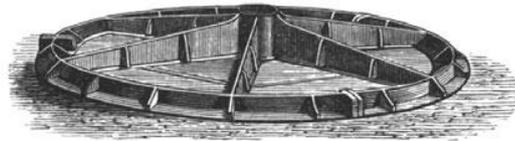


Fig. 484.

Solider als die gusseisernen Sterne sind schmiedeiserne, die Mohr & Federhaff in polygonaler Grundrissform nach den Angaben S. 530 herstellen.

Krahn für 2000 kg Tragfähigkeit und mehr werden zum Theil nach Fig. 485, S. 576 mit Gegengewicht ausgeführt, damit die Grundplatte kleiner ausfällt.

- Bezeichnet  $Q$  die Nutzlast,  
 $a$  die Krahnausladung von der Säulenmitte,  
 $G$  das Eigengewicht des Krahn, mit Ausnahme der Fundamentplatte,  
 $e$  den Schwerpunktabstand des Krahngerüsts von der Säulenmitte,  
 $s$  den Halbmesser der Grundplatte,  
 $\Delta$  die Dicke der in die Fundamentplatte eingelegten eisernen Sektorenstücke,  
 $\gamma$  das Gewicht der Kubikeinheit Eisen,

\*) Pechan. Leitfaden des Maschinenbaues.

$$\begin{aligned} \text{so muss} \quad & Q(a-s) \leq G(s+e) + \gamma \pi s^2 \Delta s, \\ \text{sein, also} \quad & \Delta > \frac{Q(a-s) - G(s+e)}{\gamma \pi s^2} \quad \dots \quad 411. \end{aligned}$$

In dem Faktor  $s+e$  gilt das positive Zeichen, falls durch Gegengewichtsanzordnung der Schwerpunkt des unbelasteten Krahngerüsts auf die dem Ausleger entgegengesetzte Seite fällt, das negative, wenn der Schwerpunkt mit dem Ausleger auf derselben Seite liegt. Die Gleichung lässt den wesentlichen Einfluss der Vergrößerung des Grundplattenradius  $s$  auf die Verkleinerung von  $\Delta$  erkennen.

Das ganze Krahngerüst Fig. 485 ist, mit Ausnahme der oben skizzirten Grundplatte, aus Schmiedeeisen hergestellt. Der Ausleger wird aus doppelten

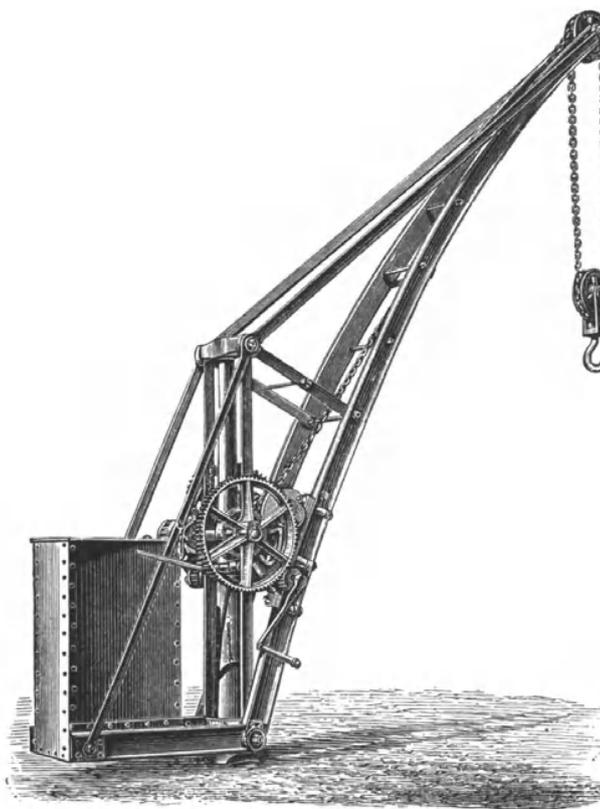


Fig. 485.

durch Stehbolzen versteiften  $\square$ -Eisen gebildet und mit schwacher Krümmung so steil gestellt, dass bei 4,5 m Ausladung und 6,2 m Rollenhöhe das für Eisenbahnen vorgeschriebene Normalladeprofil vollständig frei bleibt. Auslegerfuss und Gegengewichtsträger sind an den Rollenkastengeräten angeschlossen, welcher den Horizontalschub des Auslegers gegen den Fuss der Krahnssäule abstützt. Die sonst üblichen gusseisernen Krahnshilde sind durch einfache Hängeschienen ersetzt. Diese nehmen den senkrechten Auslegerdruck auf und übertragen ihn durch die Kopftraverse auf den Stützapfen und die Krahnssäule.

An die Kopftraverse schliessen sich ferner die Zugstangen des Auslegerkopfes und der Gegengewichtsträger an. Die Krahnwinde ist auf dem

Rücken des Auslegers befestigt. Die Mannheimer Fabrik wendet die freie Aufstellung, welche eine besonders bequeme und schnelle Montirung gestattet und einen späteren Ortswechsel erleichtert, für Krahne bis 4000 kg Nutzlast und 5,6 m Ausladung an, führt aber die Grundplatten der grösseren Maschinen ganz in Schmiedeeisen aus. Für die Sternarme werden gewaltige  $\square$ -Träger verwendet, die zunächst in der Mitte durch kräftige Deckplatten aus Kesselblech von oben und unten zusammengehalten werden, während nach aussen durch untergenietete, konzentrische, polygonale Ringe aus  $\square$ -Eisen eine weitere solide Verbindung der einzelnen Arme zu einer sehr widerstandsfähigen, in sich geschlossenen Plattenkonstruktion gebildet wird. Zur Aufnahme des Säulenfusses in der Grundplatte ist das Einsetzen einer gusseisernen Nabe empfehlenswerth, weil die Blechplatten für die

Säule nur geringe Anlageflächen bilden, und unter Umständen Materialquetschungen und bedenkliche Lockerungsbewegungen der Säule veranlassen.\*)

### Freistehender Drehkrahne mit Hub- und Schwenkmotor.

Konstruktion der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Bechem & Keetman.

Der freistehende Drehkrahne, Taf. 30, Fig. 1—9, für 2000 kg Last, 5,5 m Ausladung und 6,5 m Höhe der Auslegerrollenachse über dem Aufstellungsgrund ist ursprünglich als Schiffskrahne entworfen, kann aber selbstverständlich auch an beliebigen anderen Plätzen aufgestellt werden. Unter anderem befindet sich ein Exemplar auf dem Fabrikhof der Duisburger Maschinenfabrik im Betrieb. Die beiden Elektromotoren für die Lastwinde und das Schwenkwerk sind mit der Windentrommel auf gusseisernen Grundplatten montiert und wasserdicht in ein kastenförmiges Blechgehäuse eingeschlossen.

Das Wurmgetriebe der Lastwinde besteht aus einer rechts- und einer linksgängigen Schnecke auf gemeinsamer, durch eine elastische Lederlamellenkupplung *K* mit der Motorwelle verbundenen Achse nebst den zugehörigen Schneckenrädern und zwei miteinander in Eingriff stehenden Stirnrädern. Letztere sind in der Zeichnung nur durch ihre Theilkreise in Fig. 1 angedeutet. Sie laufen mit den Schneckenrädern in einem gemeinsamen, gusseisernen Gehäuse und baden sich, wie diese, in dem unteren Öltrog. Durch die Zwillingsanordnung wird der achsiale Druck in der Schneckenwelle selbst ohne Spurlager aufgehoben und der Zahndruck für die einzelnen Räder auf die Hälfte beschränkt. Das mit dem Trommelzahnrad in Eingriff stehende, walzenförmige Stirnrad *A* empfängt die eine Hälfte des Antriebsdrehmomentes unmittelbar von dem ersten Schneckenrade auf derselben Welle, die andere Hälfte von dem zweiten Wurmgetriebe durch die oben erwähnten Zwischenstirnräder.

Die Seiltrommel sitzt lose auf ihrer festgehaltenen Welle und schraubt sich unter dem Antrieb der verzahnten Walze *A* mit dem Muttergewinde ihrer einen Nabe auf dem Spindelgewinde der Welle zwangsläufig hin und her, so dass das Lastseil ohne jede Seitenablenkung auf die Leitrolle *D* gelangt, und von hier über die weiteren Rollen *C* und *E* durch die feststehende Krahnsäule nach dem Ausleger läuft. Diese selbstthätige Verschiebung der Trommel verlangt eine entsprechend lange Verzahnung der Vorgelegezahnwalze *A*.

Die Krahnsäule ist massiv aus Stahl geschmiedet, für den Durchgang des Seiles in achsialer Richtung ausgebohrt und ausserdem in der Höhe der Leitrolle *C* so weit schlitzförmig ausgefräst, dass diese bis in die Mittelbohrung hineinreicht und erst hier das Seil nach oben ablenkt.

Auf der Trommelvorgelegewelle ist eine geräuschlose Sicherheitsperrbremse *B* angebracht, die von der Konstruktion, Fig. 2, Taf. 7 nur dadurch abweicht, dass ihr Zaum nicht durch eine Handradspindel, sondern durch den Winkelhebel *H*, Fig. 1, Taf. 30, gespannt und gelüftet wird, der durch eine Zugstange mit dem zugehörigen Steuerhändel gekuppelt ist.

Der Bremszaum wird durch einen auf der Drehachse *J* des Winkelhebels *H* befestigten und am Ende mit einem Gewicht *S* belasteten Hebel gespannt gehalten, und ist daher in jedem Augenblick zum Festhalten der schwebenden Last dienstbereit, ohne jedoch, wie aus der Beschreibung der Bremse S. 251 hervorgeht, das Lastaufwinden zu hindern. Das Steuerhändel des elektrischen Anlagers überlässt beim Auslegen nach rechts, Fig. 1, die

\*) Vergl. Pfeifer. Die Befestigung freistehender Krahnsäulen. Z. d. V. d. Ing. 1890, S. 1315. Dort sind eigenthümliche Betriebsstörungen Mannheimer Krahne eingehend erörtert, die sich durch unzulässig grosse spezifische Pressung und mangelhafte Befestigung der Krahnsäulenfüsse eingestellt haben.

Sperrbremse der Wirkung des Spannehebels durch den toten Gang, den die Kuppelschiene in dem unteren, bogenförmigen Lenker  $L$  findet, und lüftet die Bremse zum Senken der Last erst beim Auslegen aus der Mittellage nach links. — Vergl. die ähnliche Konstruktion von Nagel & Kaemp, Fig. 230, Bd. II, S. 276. Das steilgängige Wurmgetriebe lässt die Last bei gelüfteter Bremse selbstthätig niedergehen.

Das drehbare Krahnobergestell stützt sich mit seinem oberen Querhaupt, Fig. 2, Taf. 30, gegen den Kopzapfen der feststehenden Mittelsäule ab, der als Tragzapfen nur die Horizontalkraft des Lastmomentes aufnimmt. Der aus Stahl geschmiedete Fuss des Obergestells enthält in seiner oberen Ausdrehung einen Kugelkranz zum Übertragen der unteren Horizontalkraft des Kippmomentes auf die Säule und stützt sich mit seinem unteren, kegelförmig abgedrehten Ende in dem kupfernen Hohlkegelring der Nabe des innen verzahnten Glockenrades  $G$ , das den ganzen Belastungsdruck auf das darunter liegende Stützkugellager absetzt. Auf diese Weise ist zwischen dem Glockenrade und dem drehbaren Obergestell eine selbstthätige, von dem Eigengewicht des Gestells und der Krahnbelastung abhängige Kegelpkupplung gebildet, die sowohl beim Anlassen, wie beim Abstellen des Schwenkmotors, dessen Wurmgetriebe beim Schwenken das Kopfritzel der senkrechten Schneckenradwelle in dem Glockenrade abwälzt, den Massenwiderständen in wohldurchdachter Weise Rechnung trägt und einen sehr beachtenswerthen, wirksamen Schutz gegen Brüche bildet.

Die elastische Kupplung  $M$ , Fig. 5, zwischen der Schwenkmotorwelle und der Schnecke ist in der einen Hälfte, Fig. 9, als doppelbackige, magnetische Bremse ausgebildet. Sie tritt in Wirksamkeit, sobald das zweite Steuerhändel, Fig. 3, des Wendeanlassers die Mittelstellung überschreitet und mit dem Abstellen des Betriebstromes der Bremsmagnet in den Stromkreis eingeschaltet wird. Der Krahnführer steuert das Händel nur zum genauen Anhalten des Auslegers bis in die Bremslage, während für gewöhnlich das Schwenken durch die Stromunterbrechungslage begrenzt wird.

Die Bauart der Bremse ist im grösseren Massstabe in ihren Einzelheiten durch Fig. 6—9 dargestellt. Im offenen Zustande schleift die Bremse leicht auf ihrer Scheibe und wird durch die Feder  $l$ , Fig. 6, gelüftet gehalten.

Der Krahn baut sich bei der sehr soliden Ausführung und der Anwendung weitgehender Schutzmittel nicht billig, arbeitet aber vorzüglich und nahezu geräuschlos.

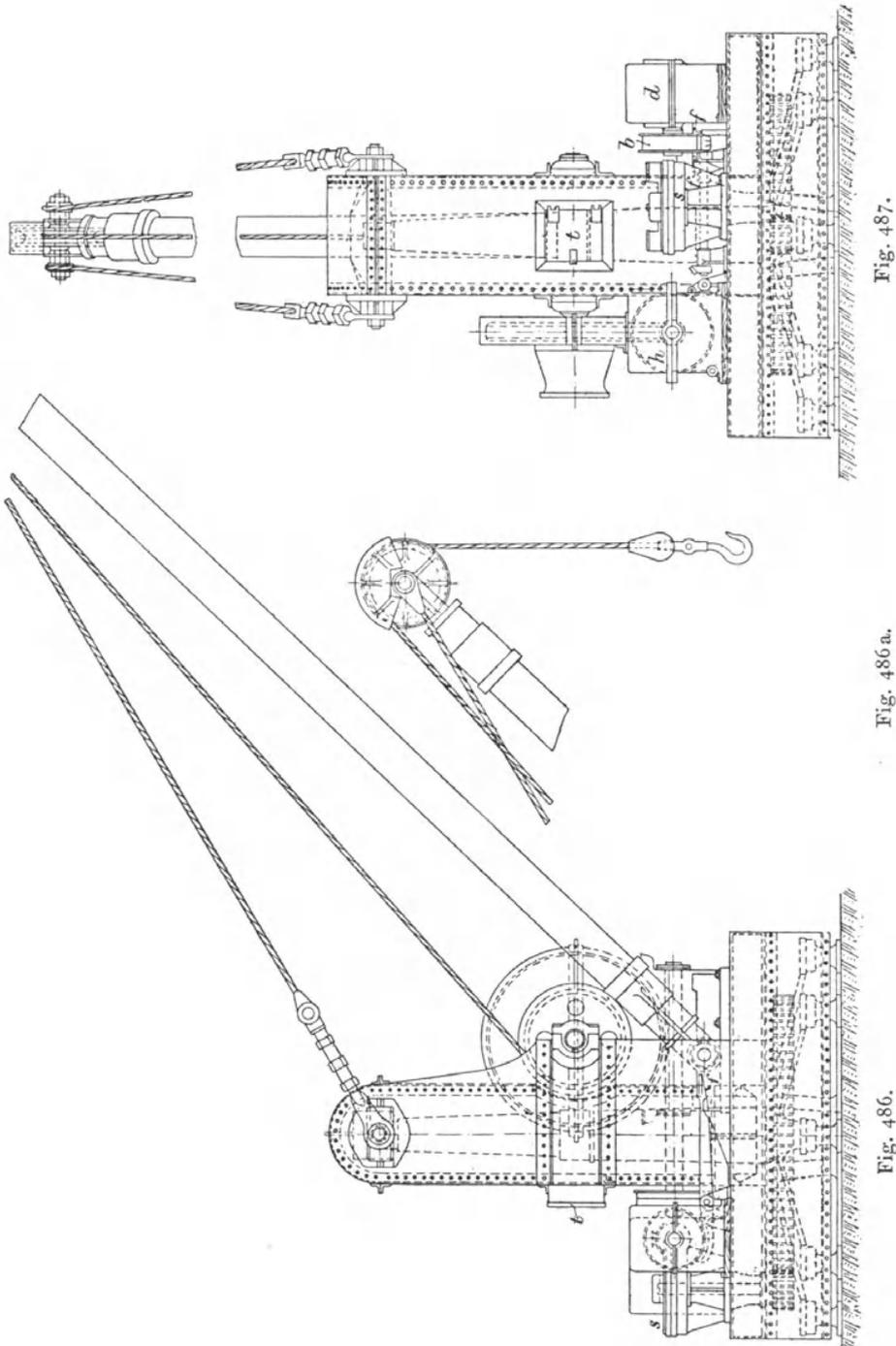
Der Hubmotor ist zum kräftigen Anziehen mit Doppelchlusswicklung ausgerüstet und leistet mit 700 Umdrehungen, bei Vollbelastung, 18 PS effektiv. Bei Leerlauf steigert sich die Umdrehungszahl auf 1200. Der Schwenkmotor entwickelt 5 PS und läuft leer ebenfalls mit 1200, vollbelastet mit 700 Umdrehungen in der Minute. Beide Motoren sind von Schuckert bezogen. Die Grenzlast von 2000 kg wird 26 m in der Minute gehoben. Die Schwenkgeschwindigkeit beträgt hierbei 120 m in der Minute, am Haken gemessen.

**Schiffsdrehkrahne mit elektrischem Betrieb für 3000 kg Nutzlast,  
5,5 m Ausladung und 30 m Hub.**

Ausgeführt von Fr. Krupp, Grusonwerk-Magdeburg und der Union Elektrizitätsgesellschaft in Berlin für den Norddeutschen Lloyd.

Das drehbare Obergestell des Krahnes, Fig. 486 u. 487, S. 579, bildet eine aus Blech zusammengenietete, kastenförmige Haube, die sich unten zu einer kreisförmigen Plattform für die Aufnahme der Motoren und des Führerstandes erweitert und nicht nur die feststehende Krahnsäule, sondern auch den ganzen Grundplattenstern umhüllt, der auf dem Schiffsdeck durch Ankerbolzen befestigt wird. Das Obergestell stützt sich mit einer Traverse

und einem Spurzapfen auf dem Säulenkopf ab. Die untere Horizontalkraft des Krannekippmomentes wird ohne Rollenlager durch einen einfachen Hals-



ring, der in die Blechkastenhaube eingebaut ist, auf die Kernsäule übertragen. Die Ausladung beträgt 5,5 m. Der Ausleger wird durch zwei

Drahtseile mit Spanschlössern in seiner Lage gehalten, die gestatten, ihn während der Fahrt auf das Deck niederzulegen, wenn der Krahn ausser Betrieb ist, und auch einen gewissen Schutz bieten, dass gelegentliches Überheben der Last weniger gefahrvoll verläuft, weil der Ausleger nach oben nachgeben kann, wenn eine Last von unten mit dem Kopf zusammenstösst.

Der Antrieb der Lastwinde und des Schwenkwerkes ist zwei umsteuerbaren Hauptstrommotoren *h* und *d* übertragen, die mit der Essberger-Geyerschen Universalsteuerung, Taf. 75, Fig. 6 bis 11, durch gekuppelte Zwillingsschaltwalzen mit einem einzigen Griffhebel nach Belieben getrennt oder gemeinsam in Thätigkeit gesetzt werden können. — Vergl. die Beschreibung der Steuerung, Bd. II, S. 316.

Der Windenmotor treibt mit einem einfachen Wurmgetriebe ohne weitere Zahnräderübersetzung die Lastseiltrommel an, deren Wellenkopf ausserdem noch eine konoidische Spilltrommel zum Aufwinden von losem Tauwerk trägt. Der Motor leistet bei 125 Volt Betriebsspannung und 900 Umdrehungen in der Minute 25 PS. Die Steigung des eingängigen Wurmgetriebes liegt an der Grenze der Selbsthemmung für die Ruhe, so dass zum Lastsenken ein Stromstoss genügt, der die sich selbstthätig fortsetzende Abwärtsbewegung der Last nur einzuleiten hat. Für das Drehwerk ist ein 7 pferdiger Motor mit 700 Umdrehungen in der Minute gewählt, dessen Wellenverlängerung mit einer steilgängigen Schnecke in ein wagerechtes Schneckenrad innerhalb des Gehäuses *s* eingreift und durch ein Stirnradritzel am unteren Ende der senkrechten Schneckenradwelle den Krahn um das festliegende, mit dem Grundstern verschraubte Stirnrad schwenkt.

Beide Motoren sind mit ihren Schneckenwellen starr gekuppelt und die Kupplungscheiben als Bremscheiben ausgebildet. Die Bremsen werden durch zwei hart nebeneinander liegende, parallele Fusstritthebel *f* bedient, von denen der rechtsliegende, Fig. 487, durch einen Winkelarm unmittelbar das Bremsband der Scheibe *b* für den Schwenkmotor spannt, der linke dagegen eine Zwischenübersetzung nothwendig macht, um seine Wirkung auf die entfernt und parallel zur Achse des Fusstritthebels liegende Bremscheibe des Hubmotors *h* zu äussern. Hierfür ist die Drehachse dieses Hebels genügend verlängert und steht mit der senkrecht dazu liegenden Achse des Spannhebelwerkes für das Bremsband des Motors *h* durch Kegelradsegmente in Eingriff.

Die Versuche über den Energieverbrauch der Motoren geben nur einen Vergleichsanhalt, weil sie in der Werkstatt mit der verfügbaren Spannung von 110 Volt vorgenommen wurden, während die Betriebspannung auf dem Schiff 125 Volt beträgt.

Der Leerlauf des Windenmotors verbrauchte unter diesen Verhältnissen 45 Amp. und das Heben einer Last von 3200 kg mit ungefähr 0,3 m Geschwindigkeit i. d. Sek. 190 Amp.

Zum Schwenken ohne Last wurden 35 Amp. beansprucht, und mit 3200 kg am Lasthaken in 5,5 m Abstand von der Drehachse bei  $\sim 4$  m Geschwindigkeit 50 Amp.

Der Gesamtwirkungsgrad der Lastwinde mit Motor erreicht annähernd 50% bis 52%.

Die Motoren und elektrischen Steuerapparate sind von der Union-Elektricitätsgesellschaft in Berlin geliefert und wetterfest und wasserdicht eingekapselt. Der Strom wird von unten in den Krahn eingeleitet. Die Schleifkontakte zwischen dem drehbaren Obergestell und der festen Krahnssäule liegen in der Höhe der Thür *t*, durch welche die Kontakte von aussen zugänglich sind.

Der Versuch, zum Beschränken der Herstellungskosten für die Schiffsausrüstung mit 16 Kränen gusseiserne Schneckenräder zu verwenden, hat sich bei dem starken Betrieb als unzulässig erwiesen und den Ersatz durch Phosphorbronze nothwendig gemacht, die auch ursprünglich von der liefernden Firma als Material in Vorschlag gebracht war.

Ein Theil der Krahne ist nur für 1500 kg Tragkraft gebaut, für beide Sorten sind aber dieselben Motorgrößen gewählt, so dass alle elektrischen Ersatztheile gemeinsam verwendet werden können, und die 1500 kg Krahne durch kleinere mechanische Übersetzung mit etwa doppelter Geschwindigkeit arbeiten. Die Hubgeschwindigkeit der grösseren Krahne beträgt bei voller Belastung mit 3000 kg 0,33 m i. d. Sek. und steigt bei leerem Haken auf 0,6 bis 0,75 m. Die kleineren Krahne heben 1500 kg mit 0,63 m i. d. Sek. und holen den leeren Haken mit 1,1 bis 1,3 m/sec Geschwindigkeit auf. Die Schwenkgeschwindigkeit erreicht für beide am Haken in 5,5 m Abstand von der Drehachse etwa 4 m i. d. Sek.\*)

### ζ. Freistehende Auslegerkrahne mit drehbarer Säule.

#### Schachtkrahn für 2000 kg Tragkraft von Hildt & Mezger.

In Fig. 488 ist ein Schachtkrahn für 2000 kg Tragkraft nach einer Aus-

führung von Hildt & Mezger in Berg-Stuttgart für die Gewerhalle in Stuttgart skizzirt. Das Obergestell ist mit der Säule derart verbunden, dass sich beide während des Schwenkens miteinander drehen. Bei dieser Bauart muss die Säule genügend weit unterhalb des Auslegers verlängert werden, um hier das

Krahnkippmoment durch Rollenhalslager und Spurzapfenlager aufnehmen zu können. Daraus ergibt sich im allgemeinen die

Nothwendigkeit einer Schachtanlage, bei der im übrigen irgendwie für die Zugänglichkeit des Spurzapfenlagers gesorgt werden muss, sei es durch eine

Einsteigöffnung oder durch einen Seitenstollen.

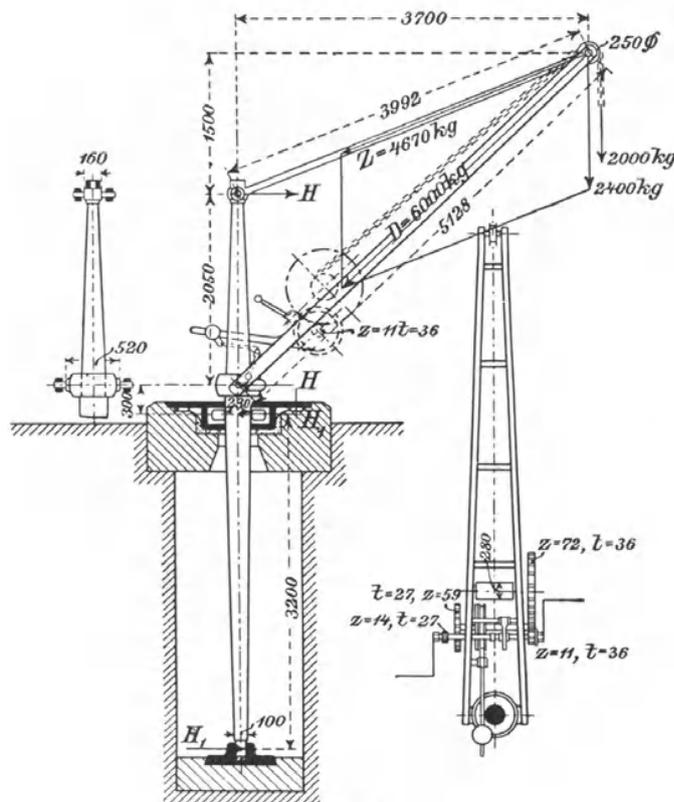


Fig. 488.

\*) Statt der Deckkrahne mit Grundplatte und feststehender Säule findet auch die sogenannte Schachtkrahnform — vergl. Fig. 488, S. 581 — mit drehbarer Säule oder der

Für den Anschluss des Auslegers und der Zugstangen an die geschmiedete Stahlkrahnsäule sind Muffen mit Schildzapfen auf die Säule aufgesetzt, die auf schulterförmigen Absätzen ruhen und durch Feder und Nuth mit der Säule auf Drehung gekuppelt werden. Die Krahnwinde ist auf dem Ausleger untergebracht, dessen [-Eisenstreben die Trommel- und Wellenlager aufnehmen, und dann, nach innen gekröpft, sich am Rollenkopf bis auf die Nabelnänge der Lastkettenleitrolle einander nähern. Die Strebenenden sind zur Befestigung der gusseisernen Lageraugen für die Rollennachsen in die parallele Richtung zurückgekröpft. Eingenietete Querversteifungen hindern seitliches Ausknicken der Streben durch biegende Kräfte, die durch Kröpfungen gleichzeitig mit der Knickbelastung auftreten. Hierzu sind schwache [-Eisen benutzt.

Schätzt man das Eigengewicht der halben Zugstangen und des halben Auslegers mit dem Gewicht der Kopfrolle, des herabhängenden Kettentrums und des Hakens, einschliesslich des Belastungsanteils vom Eigengewicht der Winde, zusammen auf 400 kg, so sind 2400 kg als Belastung am Krahnkopf in Rechnung zu stellen.

Durch graphische oder analytische Zerlegung der Belastung nach der Richtung der Zugstangen und des Auslegers im Aufriss findet man

$$\begin{aligned} \text{die Zugstangenkraft } Z &\sim 4670 \text{ kg,} \\ \text{den Auslegerdruck } D &\sim 6000 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Für die Auslegerzugstangen sind Flacheisen von  $15 \times 55$  mm mit je 8,25 qcm Flächenquerschnitt gewählt, mit einer Beschränkung der Zuganstrengung auf noch nicht ganz 300 kg/qcm, um die Flacheisenstangen bei ihrer geringen Seitensteifigkeit nicht durch die zusätzlichen Biegungsanstrengungen beim Krahn-schwenken zu gefährden. Die Auslegerbelastung erhöht sich durch den nahezu parallelen Lastkettenzug um 2000 kg auf  $\sim 8000$  kg, so dass im Betriebe auf jede Strebe  $D = 4000$  kg entfallen. Vernachlässigt man die verhältnissmässig kleinen Biegungs-momente, welche in den Streben durch das Eigengewicht der Winde und durch den Kettenzug auftreten, der sich auf die oberhalb des Auslegers gelagerte Trommelachse absetzt, und stellt dafür 4000 kg als Knickbelastung für die ganze Strebenlänge in Rechnung, so berechnet sich das erforderliche Trägheitsmoment nach Gleichung 393, S. 559, aus  $\theta = \frac{P \cdot \mathcal{E} \cdot l^3 \alpha}{\pi^2}$ , mit  $P = 4000$  kg,  $l \sim 513$  cm, dem Sicherheitskoeffizienten  $\mathcal{E} = 10$  und dem Dehnungskoeffizienten  $\alpha = 1 : 2000000$  zu  $\theta \sim 526$ .

Dem genügt, da die Streben gegen seitliches Ausknicken geschützt sind, das Normalprofil No. 14 mit dem nächstliegenden grössten Trägheitsmoment  $\theta = 609$ .

Das Kippmoment der ausserhalb der Krahnsäule auftretenden Belastungen erzeugt in den Zapfengelenken der Zugstangen und des Auslegers wagerechte Biegungskräfte  $H$  für die Säule. Schätzen wir das Eigengewicht der Winde auf 300 kg, so ermittelt sich die Resultante der excentrisch zur Krahnsäule liegenden Eigengewichte etwa zu 1100 kg, ungefähr im Abstände 165 cm von der Krahnachse. Dem entspricht ein Kippmoment  $1100 \cdot 165 = 181500$  kgcm. Hierzu gesellt sich das Moment der Nutzlast mit  $2000 (370 + 12,5) = 765000$  kgcm zusammen 946500 kgcm und somit, bei einem Abstände der Schildzapfengelenke = 205 cm,

$$H = \frac{946500}{205} = 4617 \text{ kg.}$$

Dasselbe Moment erzeugt auch die Horizontalreaktionen  $H_1$  in den Lagern, die in 320 cm Abstand übereinander angeordnet sind,

$$H_1 = \frac{946500}{320} = 2958 \text{ kg.}$$

Die Säulenstrecke zwischen dem Halsrollenlager und der Muffe für den Auslegeranschluss ist gleichmässig durch die von beiden Säulenenden auftretenden Biegungsmomente in Anspruch genommen, die hier ihre grössten Werthe annehmen.

Bezeichnet  $d$  den Säulendurchmesser an dieser Stelle, so folgt

Fairbairnkrahn, Taf. 31, als Schiffskrahn mit Halslager im Oberdeck und tiefliegendem Fusslager Verwendung. — Vergl. Roedder, Die Verwendung der Elektrizität auf Kriegsschiffen. Z. d. V. d. I. 1900. S. 1688 und die Kugellager für solche Krahnne, Fig. 494 bis 496, S. 592.

$$\max M_b = 2958 \cdot 320 = 4617 \cdot 205 = 946500 = \frac{\pi d^3}{32} k_b$$

oder mit  $k_b = 750 \text{ kg/qcm}$   $d \sim 23 \text{ cm}$ , wie ausgeführt.

Die Biegungsanstrengung wird durch den gleichmässig über den Säulenquerschnitt vertheilten Druck des Eigengewichts und der Nutzlast nur um etwa  $10 \text{ kg/qcm}$  erhöht. Ebenso bedarf die von den Zugstangen im oberen Säulentheil auftretende Zugkomponente keiner weiteren Berücksichtigung, als einer Schutzmutter für die Schildzapfenmuffe, an der sie angreift.

Die Zapfenberechnungen bieten nichts Neues. Die allgemeine Anordnung des Windenräderwerkes ist in der Skizze angedeutet. Der belastete Bremsspannhebel wird durch eine Stütze mit Kniegelenk zum Einknicken während des Lastaufwindens gelüftet festgehalten.

Die Schachtkrahne mit drehbarer Säule gewähren Krähen mit feststehender Säule gegenüber den Vortheil, dass sich die Säule bei ihrer Abstützung in zwei fest mit dem Mauerwerk verbundenen Lagern erst oberhalb des Halslagers frei durchbiegen kann, und dass diese Durchbiegung nur eine unschädliche Senkung des Krahn schnabels zur Folge hat, ohne die Drehbarkeit des Krahn merkbar nachtheilig zu beeinflussen. Es genügen demnach verhältnissmässig schwache Säulen mit ausreichender Biegefestigkeit, ohne Rücksicht auf ihre gleichzeitige Formänderung. Andererseits steht der allgemeineren Verwendung dieser Bauart der kostspieligere Unterbau mit der Schachtanlage und die schwere Zugänglichkeit des Spurzapfenlagers entgegen, wenn nicht die Ausführung durch die besonderen Verhältnisse der örtlichen Aufstellung, durch vorhandene unterirdische Gänge in oder neben dem Fundament, Kellerräume u. dergl. erleichtert wird.

Bei Sockel- und Portalkrähen mit hochliegenden Auslegern — vergl. Bd. II, S. 721 u. 722, Fig. 651 u. 652 — kann der ganze untere Säulenschaft frei zugänglich über der Erde in das Bockgestell des Portalgerüstes eingebaut werden. Aber hier tritt die Schwierigkeit auf, den Ständerfuss der Portalkrahne, gegenüber der Horizontalkraft des Spurzapfens, genügend widerstandsfähig zu bauen, um Deformationen des Gerüstes zu verhüten, so dass sich auch für diesen Fall nur vereinzelt derartige Ausführungen finden. Die Form des Auslegers ist beliebig wählbar und lässt sich mit polygonalem Gitterstrebenwerk oder als gekrümmter Blechbalken mit Kastenquerschnitt ausführen. Ebenso kann die Krahnwinde selbstverständlich jede beliebige Anordnung, Aufstellung und Betriebsweise erhalten.

#### Fairbairn-Krahn für 9000 kg Tragkraft.

Die von Fairbairn zuerst ausgeführten und nach ihm benannten Krähe sind Schachtkrahne mit kastenförmigem Querschnitt des aus Blechen und Winkelleisen zusammengenieteten Krahn gerüstes, für welches die Darstellung auf Tafel 31, Fig. 1 bis 4, ein Beispiel bietet. Die senkrechte Krahn säule geht mit allmählicher Krümmung in den beliebig schräg aufwärts oder auch bisweilen wagerecht gerichteten Ausleger über, so dass die ganze Krahn gerüstkonstruktion für Säule und Ausleger aus einem einzigen gekrümmten Blechträger besteht, dessen Form und grosse Widerstandsfähigkeit für umfangreiche und schwere Lasten besondere Vortheile bietet. Das Fusszapfenlager ist ein gewöhnliches Spurlager, das Halslager ein grosses Rollenlager mit 8 Wälzungsrollen in einem gemeinsamen Laufring, dessen kegelförmige Tragrollen zwischen den Wälzungsrollen liegen. Die innere Mantelfläche der gusseisernen Auskleidung an der Schachtmündung dient als äussere Lauffläche für das Walzenlager. Die Tragrollen laufen auf einer kegelförmigen Bahn, die an den Ringboden des Schachtmantels angegossen ist. Der kastenförmige Querschnitt des Krahn schaftes ist mit einer gusseisernen Trommel für das Walzenlager ausgerüstet. Diese schliesst sich

durch Blechplatten an den Schaft an und greift mit innen einspringenden Ecken zwischen die Anschlussstücke, die auf zwei Seiten durch  $\square$ -Eisen, auf den beiden anderen durch aussen gegen den Schaft angeschraubte guss-eiserne Passstücke gebildet werden und eine starre Drehkupplung zwischen Krahnssäule und Halslagertrommel herstellen.

**Berechnung der Walzen- und Kugel-Schwenklager für Drehkrahne.**

Bezeichnet  $M$  das Kippmoment des ganzen Krahns durch die Nutzlast und die Eigenlast, inbezug auf eine Horizontale durch die Schwenkachse,

$H$  die gleich grossen, wagerechten Widerlagdrücke der beiden Krahnlager,

$h$  den senkrechten Abstand der Lagermitten,

so ist 
$$H = \frac{M}{h} \dots \dots \dots 412.$$

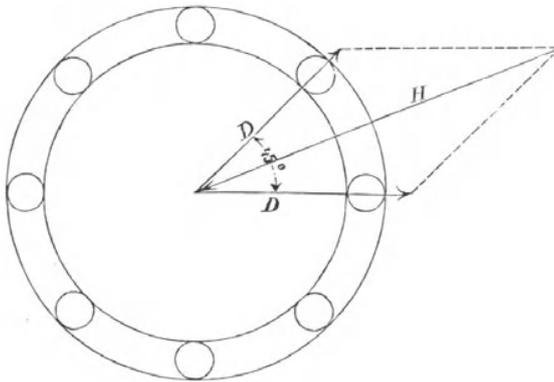


Fig. 489.

Der Stützapfen wird durch  $H$  auf Biegung und durch das Gesamtgewicht des Krahns mit der Nutzlast ausserdem noch unmittelbar auf Druck beansprucht und ist hierfür zu berechnen. Im Halslager wirkt nur die Horizontalkraft  $H$ , welche durch zwei Walzen aufgenommen wird, wenn der Ausleger gerade zwischen ihnen steht.

Für den Rollendruck  $D$  ist bei acht Rollen, Fig. 489,

$$D = \frac{H}{2 \cos 22^{\circ} 30'} = \frac{H}{1,848} \dots \dots \dots 413.$$

Bezeichnet  $r$  den Wälzungsrollenhalbmesser in mm,

$R$  den Halbmesser der inneren Wälzungsbahn in mm,

$f$  den Koeffizienten der wälzenden Reibung ( $f = 0,5$  bis  $0,8$  mm),

so ist die in den Mittelpunkten der belasteten Lagerrollen zum Überwinden ihres Wälzungswiderstandes anzubringende Kraft, wegen der zweiseitigen Druckstellen und Abplattung für jede der belasteten Rollen  $\frac{2fD}{r}$  und die gleichwertbige Umfangskraft an der inneren Krahnssäulenlauffläche, von der die Rollen mitgenommen werden inbezug auf den jeweilig diametral gegenüberliegenden Stütz- oder Wälzungspunkt in der festen Rollenbahn

$$U = \frac{2fD}{2r} = \frac{fD}{r} \dots \dots \dots 414.$$

also für die beiden in Betracht kommenden Rollen zusammen

$$2U = \frac{2fD}{r}$$

und das Moment  $M_1$  dieses Umfangswiderstandes der Lagerrollen bezogen auf die Krahnachse mit Einsetzung des Werthes für  $D$  aus Gleichung 413

$$M_1 = \frac{2f}{r} \frac{H}{1,848} R \dots \dots \dots 415. *)$$

\*) Steht, wie im vorliegenden Beispiel, die äussere Laufbahn fest, so bildet ihr Berührungspunkt mit der Druckrolle den augenblicklichen Wälzungstützpunkt der Rolle.

Wir erhalten ferner das Reibungsmoment  $M_2$  des Stützzapfens, wenn  $\varrho$  den Stützzapfenhalbmesser,  $V$  die volle Belastung des Stützzapfens, und  $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten ( $\mu = 0,08$ ) bezeichnen,

$$M_2 = \mu H \varrho + \frac{2}{3} \mu V \varrho$$

$$M_2 = \mu \varrho \left( H + \frac{2}{3} V \right) \dots \dots \dots 416.$$

Das Gesamtübersetzungsverhältniss des Drehtriebwerks ergibt sich für die Kurbelkraft  $K$  und die Kurbelarmlänge  $l$  durch

$$\frac{Kl}{M_1 + M_2} \dots \dots \dots 417.$$

Die Arbeiter stehen auf einer kreisförmigen, mit dem Krahngerüst durch Eckeisen und schmiedeiserne Konsolen vernieteten Plattform, von der sie sowohl die Lastwinde, wie das Schwenktriebwerk bequem bedienen können, ohne ihren Standort beim Schwenken zu wechseln. Die in der Zeichnung nur skizzenhaft angedeutete Lastwinde entspricht den gewöhnlichen Ausführungen. Die Kurbelwelle für das Schwenktriebwerk ist im Kopf eines senkrechten Ständers auf der Plattform gelagert und treibt durch ein Kegelräderpaar die Welle im Kern des Ständers, Fig. 3, Taf. 31, an, welche unten mit einem Ritzel in den festliegenden grossen Zahnkranz der Grundmauerplatte eingreift.

Wählt man für das Halsrollenlager einen Walzen- oder Kugelkranz mit unmittelbarer Aufeinanderfolge der Walzen oder Kugeln, Fig. 490, so werden sich die unter der äusseren Horizontalbelastung  $H$  auftretenden, einzelnen, radialgerichteten Widerlagdrücke  $P_0, P_1 \dots P_n$  näherungsweise wie die spezifischen Drucke in einem gewöhnlichen Traglager mit vollkommen stetiger Aufeinanderfolge der Stützpunkte einer cylindrischen Lagerschale verhalten.\*\*)

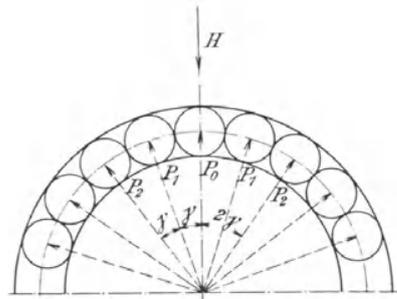


Fig. 490.

Unter dieser Voraussetzung ist bei  $n$  Walzen oder Kugeln im Lagerquadranten

$$\text{d. h. für } n\gamma \leq 90^\circ$$

Der diametral gegenüberliegende Rollenpunkt berührt den Umfang der drehbaren Krahnssäule und wird von dieser beim Schwenken ohne Gleiten mitgenommen, wobei der Rollendurchmesser  $2r$  den Dreharm der Wälzungsgeschwindigkeit darstellt, während der Rollenmittelpunkt an dieser Bewegung nur mit dem Dreharm  $r$  theilnimmt und deshalb auch nur mit halb so grosser Geschwindigkeit fortschreitet. Dieselbe Betrachtungsweise lässt sich auch für den Fall anstellen, dass die Krahnssäule feststeht und die äussere Lauffläche zur Bethätigung des Rollenlagers angetrieben wird.

Ganz allgemein bewegt sich also der Mittelkreis eines freien Rollenkranzes in Halslagern nur mit der halben Umfangsgeschwindigkeit der vom Schwenkwerk angetriebenen Lauffläche der Krahnssäule oder des Krahngerüsts.

Dies ist u. a. zu beachten, wenn man bei den Schwenkwiderständen auch noch den Wälzungswiderstand des Rollenkranzes und seiner Zapfenreibung berücksichtigen will, der vom Eigengewicht des Kranzes mit seiner ganzen Rollenausrüstung erzeugt wird. Zur Ermittlung des Gesamtwiderstandes ersetzt man dann am besten die einfachen Momentengleichungen durch die Arbeitsgleichungen bezogen auf eine volle Krahn-umdrehung.

\*\*\*) Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl., 1903, S. 446 u. 577.

$$P_1 = P_0 \cos \gamma, \quad P_2 = P_0 \cos 2\gamma \quad . . . . . \quad P_n = P_0 \cos n\gamma$$

$$\text{und } H = P_0 + 2 P_1 \cos \gamma + 2 P_2 \cos 2\gamma + . . . + 2 P_n \cos n\gamma$$

$$\text{also auch } H = P_0 (1 + 2 \cos^2 \gamma + 2 \cos^2 2\gamma + . . . + 2 \cos^2 n\gamma)$$

und die grösste auftretende Einzelbelastung

$$P_0 = \frac{H}{1 + 2 \cos^2 \gamma + 2 \cos^2 2\gamma + . . . + 2 \cos^2 n\gamma} \quad . . . \quad \mathbf{418.}$$

Hiernach erhält man z. B. für  $\gamma = 20^\circ$ , d. h. für 18 Walzen oder Kugeln im Kranz  $P_0 = \frac{H}{4,5}$  und für  $\gamma = 10^\circ$ , d. h. für 36 Walzen oder Kugeln  $P_0 = \frac{H}{9}$ .

Für verschiedene Kugelzahl  $n$  im Lagerquadranten oder  $z = 4n$  im ganzen Lagerring ist der Quotient  $\frac{P_0}{H}$  nahezu konstant  $= \frac{4}{z}$ .

Da die getrennte Aufeinanderfolge der Stützpunkte, im Vergleich zur stetigen, die Druckkräfte in den einzelnen Punkten unzweifelhaft erhöht, ausserdem bei grösserer Kugelzahl auch nicht auf vollkommen mathematisch genaue Übereinstimmung der Kugeldurchmesser gerechnet werden kann und auch hierdurch Drucksteigerungen eintreten, empfiehlt sich ein Zuschlag von etwa 25% für den Rechnungswert von  $P_0$ .

Striebeck gelangt durch schärfere Rechnungsweise, unter Berücksichtigung der Druckdeformationen in den Berührungstellen bei  $z$  Kugeln im ganzen Kranz, zu dem Werth  $P_0 = \frac{4,4 H}{z}$ . Er empfiehlt ebenfalls einen Sicherheits-

zuschlag und setzt  $P_0 = \frac{5 H}{z} \quad . . . . . \quad \mathbf{419.}^*)$

womit für  $z = 18$ ,  $P_0 = \frac{H}{3,6}$ , für  $z = 36$ ,  $P_0 = \frac{H}{7,2}$ , Werthe die dem oben empfohlenen Zuschlag von 25% zum Rechnungswert der Gleichung 418 entsprechen.

Walzenlager bewähren sich nur bei langsam schwenkenden Kranen. Sonst verdienen, ebenso wie bei gewöhnlichen Wellenträgern, Kugellager den Vorzug.

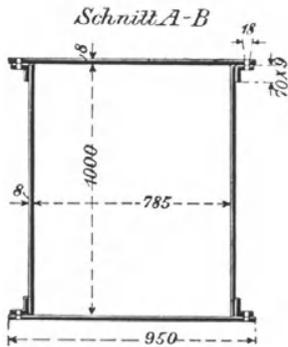


Fig. 491.

**Berechnung des Kranngerüsts.**

Für die Berechnung des Kranngerüsts werde das Eigengewicht des Krahnenauslegers zu 300 kg für das laufende Meter seiner Horizontalprojektion angenommen und das Gewicht des senkrechten Säulenschaftes zu 600 kg für das Meter geschätzt, ausserdem für die Winde 1000 kg in Rechnung gestellt und im Interesse einfacher und für die Konstruktionsicherheit günstiger Annahmen, das entlastende Moment des Windengewichts für das Kippmoment des Krahns vernachlässigt.

Mit diesen Werthen folgt für den Schnitt A-B Fig. 1, Taf. 31, und Textfigur 491

das Biegemoment der Nutzlast	=	9000 · 600 = 5 400 000 kgcm
„ „ des Eigengewichts	=	6 · 300 · 300 = 540 000 „
		Gesamtbiegemoment 5 940 000 kgcm.

Ferner die zusätzliche Druckbelastung des Querschnitts durch

	die Nutzlast	9000 kg
durch das Eigengewicht des Auslegers	6 · 300 =	1800 kg
durch das Schaftgewicht über dem untersuchten Querschnitt	1,5 · 600 =	900 kg
	durch die Lastwinde	1000 kg
	insgesamt	12 700 kg.

\*) Striebeck, Kugellager für beliebige Belastungen. Z. d. V. d. Ing. 1901, S. 73 u. f.

Der Kettenzug der Winde wirkt nur auf die Auslegerstrecke zwischen Krahn-schnabel und Winde in der Verbindungslinie zwischen den Achsen der Ausleger-kopffrolle und Trommel, also nach dem Entwurf nahezu senkrecht zu den Ausleger-Querschnitten in der Schwerpunktsfaser und deshalb als gleichmässig vertheilte Druckkraft. Angesichts der Querschnittsgrössen — im vorliegenden Fall nach den weiter unten folgenden Rechnungen für den Ausleger im Mittel etwa 300 qcm äussert der Kettenzug von 4500 kg nur eine Druckspannung von etwa 15 kg/qcm, die ohne weiteres vernachlässigt werden kann. Für den hier zunächst untersuchten Schachtquerschnitt kommt der Kettenzug überhaupt nicht in Betracht.

Wählen wir für den Entwurf des Trägerquerschnitts

die lichte Höhe  $h_i$  zwischen den Gurtungen =  $\frac{1}{6}$  der Ausladung = 100 cm

die Stegblechdicke  $s = 0,8$  cm

die Gurtungseckisen mit der Schenkellänge  $a = 7$  cm

und der Schenkeldicke  $s_n = 0,9$  cm,

die Nietbolzendurchmesser  $d = 1,8$  cm,

so ist nach Gleichung 338 b, S. 534, das Trägheitsmoment des inneren Kastenquer-schnitts ohne Gurtungsbleche

$$\Theta_i = \frac{1}{6} [(7 + 0,8 - 1,8) 100^3 - (7 - 0,9 - 1,8) (100 - 1,8)^3 - 0,9 (100 - 1,4)^3] = 225 933.$$

Nehmen wir ferner die Breite der Gurtungsbleche zu 95 cm an, setzen also die in Rechnung zu stellende Breite, unter Abzug der Nietlöcher,  $b = 95 - 3,6 = 91,4$  und beschränken die Biegungsanstrengung des Querschnitts  $\max \sigma = k_b$  mit Rück-sicht auf die zusätzliche Druckspannung und vor allem mit Rücksicht auf die weitere Erhöhung, welche in dem darüber liegenden Auslegeranschluss durch die Krümmung auftritt, auf 500 kg/qcm, so folgt nach Gleichung 334, S. 533, für die Dicke der Gurtungsbleche

$$\delta = -50 + \sqrt{2500 - \frac{1}{91,4} \left( \frac{2 \cdot 225 933}{100} - \frac{5940 000}{500} \right)} = 0,8 \text{ cm.}$$

Die tragfähige Querschnittsfläche ermittelt sich mit 11,88 qcm Winkeleisenquer-schnitt, unter Abzug der Nietlöcher zu

$$F = 1,6 \cdot 100 + 1,6 \cdot 95 + 4 \cdot 11,88 - 4 \cdot 1,8 \cdot 1,7 = \sim 350 \text{ qcm.}$$

und hierfür die zusätzliche Druckspannung  $\sigma = \frac{12700}{350} = \sim 35 \text{ kg/qcm}$

Die resultierende Anstrengung steigt demnach in der inneren gedrückten Gurtung auf  $500 + 35 = 535 \text{ kg/qcm}$  und sinkt in der äusseren gezogenen Gurtung auf  $500 - 35 = 465 \text{ kg.}^*$  Der geringe Unterschied zwischen den Zug- und Druck-spannungen rechtfertigt die Wahl gleich starker Gurtungen auf beiden Seiten.

Für die gekrümmte Trägerstrecke sind die Abmessungen des vorstehend untersuchten Schaftquerschnitts beibehalten. Die Verhältnisse sind in der Krüm-mung in einem unter  $30^\circ$  geneigten Schnitt *C-D* untersucht, dessen Schwerpunkt *S* im Abstände 5,8 m von der Mitte der Hakenbahn liegt. Demzufolge entfallen auf diesen Querschnitt von dem Eigengewicht des Auslegers  $5,8 \cdot 300 = \sim 1750 \text{ kg}$

dazu gesellt sich die Nutzlast 9000 kg  
insgesamt 10750 kg.

Diese Belastung zerlegt sich in eine senkrecht zum Querschnitt gerichtete Druckkraft  $N = 10750 \cdot \cos 30^\circ = \sim 9310 \text{ kg}$  und in eine mit dem Querschnitt zu-sammenfallende Schubkraft  $V = 10750 \cdot \cos 60^\circ = 5375 \text{ kg}$ , welche die resultierende Anstrengung unerheblich beeinflusst.

Das Biegemoment  $M_b$  der Nutzlast und des Auslegereigengewichts, inbezug auf den Schwerpunkt *S* des Querschnitts, ist

$$M_b = 9000 \cdot 580 + \frac{1750 \cdot 580}{2} = 5727 500 \text{ kgcm.}$$

\*) Die Näherungsrechnung, welche in der Bestimmung von  $\delta$  für das Trägheits-moment des ganzen Balkenquerschnitts liegt, ist so genau, dass die Prüfung mit Be-nutzung des vollen Werthes für das Trägheitsmoment  $\Theta = 597 400$  ohne jede Vernach-lässigung nur eine Erhöhung der ermittelten Spannungswerte um etwa 5 kg ergibt. Der Vergleich der Werthe  $\Theta = 597 400$  für den ganzen Querschnitt und  $\Theta_i = 225 933$  für den inneren, ohne die Gurtungsfläche, zeigt, wie sehr die Tragfähigkeit des Balkers unterschätzt wird, wenn man nur die Gurtungsfläche als tragend berücksichtigt und Steg und Winkeleisen vernachlässigt. Die Unterschätzung würde im vorliegenden Fall über 37% betragen.

Mit diesen Werthen und dem schon S. 543 ermittelten Flächeninhalt des Querschnitts  $F = \sim 350$  qcm ergibt sich nach der Näherungsgleichung 361, S. 544, die resultierende Druckspannung in der inneren Laibung für den Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser  $r = 150$  cm und das Trägheitsmoment des Querschnitts  $\theta = 597400$

$$\max(-\sigma) = -\frac{9310}{350} + \frac{5727500}{350 \cdot 150} - \frac{5727500}{597400} \cdot \frac{50,8}{1 - \frac{50,8}{150}} = \sim 650 \text{ kg/qcm}$$

und die resultierende Zugspannung in der äusseren Laibung nach Gleichung 362, S. 545,

$$\max(+\sigma) = -\frac{9310}{350} + \frac{5727500}{350 \cdot 150} + \frac{5727500}{597400} \cdot \frac{50,8}{1 + \frac{50,8}{150}} = \sim 450 \text{ kg/qcm.}$$

Demgegenüber fanden wir mit der genaueren Bestimmung durch das Bantlin'sche Verfahren, S. 543, für denselben Querschnitt und dieselben Belastungsverhältnisse  $\max(-\sigma) = 572$  kg/qcm und  $\max(+\sigma) = 407$  kg/qcm also beide Werthe noch etwas kleiner. (Vergl. Fussnote zu S. 544.)

Die Anstrengung steigt also in der Krümmung, trotz der etwas geringeren äusseren Belastung für die gleichen Querschnittsabmessungen, wie in den anschliessenden Säulenschaft durch die an sich ungünstigen Spannungsverhältnisse etwas, in der Druckgurtung um circa 35 kg/qcm, bleibt aber noch reichlich unter der zulässigen Grenze. Die Rücksicht auf die Verwendung gleichbleibender Blechstärken führt dazu, auch die Zuggurtung unverändert zu lassen, trotzdem ihre Anstrengung auf 407 kg/qcm zurückgeht und etwa 165 kg weniger beträgt, als die Druckspannung.

Die Verjüngung des Auslegers nach der Auslegerrolle zu ist in bezug auf Höhe und Breite im wesentlichen mit Rücksicht auf den äusseren Eindruck der Form gewählt und in bezug auf ihre Zulässigkeit durch rechnerische Untersuchung der Querschnitte  $EF$  und  $GH$  geprüft. Im Krahn schnabelkopf sind die Gurtungsbleche fortgelassen, um die Rolle und ihre Achse ganz frei zugänglich zu machen, da ohnehin die Materialanstrengungen im Schnitt  $GH$  auf  $\sim 400$  kg/qcm resultierende Druckspannung und  $\sim 300$  kg/qcm resultierende Zugspannung sinken. Das Eindringen von Regen und Schnee in das Innere des Krahn balkens wird durch eine innere Querversteifungsplatte verhindert, die den ganzen lichten Querschnitt hinter dem feststehenden Trum der Lastkette abschliesst.

Das Trägheitsmoment des Querschnittes  $EF$  ermittelt sich zu 458530 und die tragende Querschnittfläche zu  $\sim 320$  qcm. Aus dem Biegemoment 4457400 kgcm und der Druckkomponente senkrecht zum Querschnitt 5200 kg folgt als resultierende Druckspannung 470 kg/qcm und als resultierende Zugspannung 440 kg/qcm. Unten und oben auf dem Ausleger aufgenietete Winkeleisen und die Blechlaschen auf den Seitenwangen erhöhen die Quersteifigkeit des Auslegers für die Trägheitskräfte, welche beim Schwenken auftreten. Der ganze Ausleger ist hiernach sehr kräftig entworfen, aber eine wesentliche Materialersparniss durch schwächere Abmessungen nicht wohl statthaft, weil man mit Rücksicht auf Rostschäden die Blechdicke nicht gern unter 8 mm wählt, und weil schroffe Querschnittsverminderungen in der Übergangsstelle zwischen der am meisten beanspruchten Krümmung und dem anschliessenden Ausleger nicht zulässig sind.

Die Krahn säule ist nach unten zur Aufnahme des gusseisernen Spurzapfenhalters von 1000 mm lichter Höhe und 785 mm lichter Weite im oberen Schaft auf 450 mm Lichtweite im Quadrat stark verjüngt. Zu ihrer Untersuchung genügt die Prüfung des Querschnitts  $IK$ , Fig. 1, Taf. 31, und Textfigur 492.

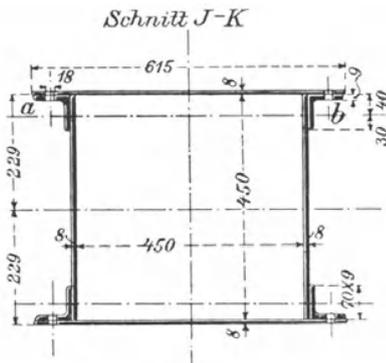


Fig. 492.

Das Kippmoment der Nutzlast und des Krahn auslegergewichtes ist  $M = 9000 \cdot 600 + 6 \cdot 300 \cdot 300 = 5940000$  kgcm und der Abstand der Lagermitten voneinander  $h = 375$  cm, mithin nach Gleichung 412, S. 584,

die horizontale Spurlagerreaktion  $H = \frac{5940000}{375} = 15840$  kg

und das Biegemoment  $M_b$  des um 75 cm von der Spurzapfenlagermitte entfernten Querschnitts  $IK$   $M_b = 15840 \cdot 75 = 1188000$  kgcm.

Schätzen wir das Eigengewicht des verjüngten Säulenschaftes auf 400 kg für das laufende Meter, so ermittelt sich die Druckbelastung des Querschnitts  $IK$  aus folgenden Grössen:

Nutzlast . . . . .	9000 kg
Auslegergewicht . . . . .	6 · 300 = 1800 "
Winde . . . . .	1000 "
Säulenschaft oberhalb des Rollenlagers . . . . .	900 "
Säulenschaft unterhalb des Rollenlagers . . . . .	1200 "
insgesamt	13900 kg $\sim$ 14000 kg.

Das Trägheitsmoment des Querschnitts, Fig. 492, ist

$$\Theta = \frac{1}{12} [(61,5 - 3,6)(46,6^3 - 45^3) + (15,6 - 3,6)(45^3 - 43,2^3) + 3,4 \cdot 43,2^3 - 1,8 \cdot 31^3] \sim 77460$$

und die tragende Querschnittsfläche, bei 11,88 qcm Querschnitt der Eckeisen,

$$F = 2(61,5 - 3,6) \cdot 0,8 + 2 \cdot 45 \cdot 0,8 + 4 \cdot 11,88 - 4 \cdot 1,7 \cdot 1,8 = 200 \text{ qcm.}$$

Hiermit ergibt sich die resultierende Druckspannung auf der Auslegerseite

$$\sigma = \frac{1188000}{77460} \cdot \frac{46,6}{2} + \frac{14000}{200} = 357 + 70 = 427 \text{ kg/qcm.}$$

Die resultierende Zugspannung in der gegenüberliegenden Gurtung = 357 - 70 ist 287 kg/qcm. Die erhebliche Schubkraft des horizontalen Zapfendrucks erfordert die Ermittlung der Schubspannung in der Nietlochreihe  $ab$  der Steggurtung, Fig. 492, und der resultierenden Spannung daselbst, um die Zulässigkeit der Querschnittsmasse zu prüfen.

Berechnen wir zum Auswerthen der Gleichung 318, S. 529, zunächst das statische Moment  $M$  des oberhalb des Lochreihenschnitts  $ab$  gelegenen Flächenstücks, in bezug auf die Schwerpunktschwerachse des ganzen Querschnitts, so erhalten wir hierfür

$$M = 61,5 \cdot 0,8 \cdot 22,9 + 15,6 \cdot 0,9 \cdot 22,05 + 3,4 \cdot 3,1 \cdot 20,05 = 1647 \text{ kgcm}$$

und daher mit den übrigen bereits bekannten Werthen

$$\tau = \frac{15840 \cdot 1647}{1,6 \cdot 77460} = 210 \text{ kg/qcm.}$$

Die Normalspannung in der untersuchten Stelle ist

$$\sigma = \frac{1188000}{77460} \cdot 18,5 + \frac{14000}{200} \sim 350 \text{ kg/qcm.}$$

Schliesslich erhält man die resultierende Anstrengung

$$= 0,35 \cdot 350 + 0,65 \sqrt{350^2 + 4 \cdot 210^2} \sim 580 \text{ kg/qcm.}$$

Auch hier bleibt die Beanspruchung in mässigen Grenzen.

Da alle übrigen Querschnitte, mit Ausnahme des Auslegerkopfes, wesentlich grössere Abmessungen haben, und im Ausleger die Schubkräfte erheblich kleiner ausfallen, als im Krahnensäulenfuss, so ist überall volle Sicherheit vorhanden, dass die Schubspannungen die Konstruktion nicht gefährden. Auch im Querschnitt  $GH$ , der durch das Fehlen der Gurtungsbleche nur ein verhältnissmässig kleines Trägheitsmoment hat, beschränkt sich die Schubspannung im Nietriss, infolge des gleichzeitig verhältnissmässig kleinen Werthes der dort auftretenden Schubkomponente  $\sim 7800 \text{ kg}$  auf  $\sim 100 \text{ kg/qcm}$  und erhöht die resultierende Anstrengung nur auf  $430 \text{ kg/qcm}$ .

#### Gitterförmiger Ausleger für den Fairbairn-Krahn.

Die vollen Blechwangen der Fairbairn-Ausleger setzen dem Krahn-schwenken bei Winddruck einen Widerstand entgegen, der sehr grosse Werthe annehmen kann, wenn die Krahne frei an ungeschützten Orten stehen. Das pflegt besonders in Hafenplätzen der Fall zu sein. — Vergl. Band II, S. 719. — Man muss daher entweder unter den angegebenen ungünstigen Verhältnissen über sehr reichliche Drehtriebkraft zum Schwenken verfügen oder die Winddruckfläche möglichst verkleinern, indem man die vollen Blechwangen durch Gitterwerk ersetzt. Der Auslegerkopf wird in diesem Fall zur Aufnahme der Leitrolle mit kurzen, vollen Blechwangen ausgeführt und auch die Übergangskrümmung zwischen Ausleger und Säulenschaft vollwandig hergestellt, um diese besonders stark beanspruchte Stelle möglichst steif zu lassen. Das Gitterwerk bleibt also auf den Auslegerschenkel zwischen Kopf und Säulenkrümmung beschränkt, wie in Fig. 5, Taf. 31, angedeutet

ist. Ob man auch die senkrechte Krahnssäule mit Gitterwerk oder vollwandig ausführt, ist für die Drehbarkeit gleichgültig. Entscheidet man sich aber hier für Gitterwerk, so sind in den Säulenschaft, ähnlich wie im Auslegerkopf, kurze, volle Wangenplatten einzusetzen, um einen geeigneten Anschluss für das Spurzapfengussstück zu gewinnen und die Schubspannungen in dem stark verjüngten Querschnitt zu beschränken.

Zur Ermittlung der Stabkräfte legt man zunächst hinter dem Auslegerkopf den Schnitt I-I, Fig. 6, Taf. 31. Die in den Schnittstellen vorhandenen Stabkräfte 3, 4 und 5 müssen der Belastung des Krahnkopfes — im vorliegenden Fall 4500 kg für jede Auslegerhälfte — das Gleichgewicht halten. Somit ist die Richtung der Resultante aus den Stabkräften 3 und 4 durch ihren gemeinsamen Schnittpunkt  $O$  mit der Lastrichtung und der Stabachse 1 in dem Verbindungstrahl zwischen dem Knotenpunkt (3, 4, 7) mit  $O$  gegeben.\*) Das Dreieck  $OQ5$  des Kräfteplanes Fig. 6 mit der Parallelen  $Q5$  zur Resultante durch  $Q$ , liefert in  $Q5$  ihre Grösse nach demselben Kräfte-  
 masstab, der für die Darstellung der Last  $OQ = 4500$  kg gewählt ist. Beim Umfahren des Kräftedreiecks, im Sinne der bekannten Lastrichtung, kennzeichnen sich die einzelnen Kräfte als Zug- oder als Druckkräfte, je nachdem sie in bezug auf das abgetrennte und der Untersuchung unterworfenen Trägerende, von ihrem Knotenpunkt nach aussen oder gegen ihn gerichtet sind. Somit ergibt sich die Stabkraft 5, d. i.  $(5O)$  als Zug. Eine Parallele im Kräfteplan, Fig. 6, durch 5 zum Stab 4 und eine zweite durch  $Q$  zum Stab 3 liefern in  $(53)$  die Stabkraft 4 als Druckkraft und in  $(3Q)$  die Druck- oder Knickbelastung des unteren Gurtungstabes 3, da diese Kräfte mit ihrer vorher ermittelten Resultante ein geschlossenes Dreieck bilden.

Die Stabkräfte 1 und 2 stehen im Knotenpunkt (1 2 4 5) mit den Stabkräften 4 und 5 im Gleichgewicht und ergeben sich demnach in dem Kräfteplan, Fig. 6, durch die parallelen Seiten  $(O1)$  und  $(13)$  aus dem geschlossenen Kräfteviereck  $O135O$  und zwar  $(O1) = 1$  und  $(13) = 2$ , beide als Zugkräfte. In gleicher Weise sind für alle weiteren Knotenpunkte die Einzelkräfte aus dem Kräfteplan zu gewinnen, indem man durch die Endpunkte der bereits bekannten Kraftstrecken Parallelen zu den Stabrichtungen der noch unbekanntes zieht und beachtet, dass die Kräfte um jeden Knotenpunkt jederzeit ein in sich geschlossenes Kräftepolygon bilden müssen, weil sie einander im Gleichgewicht halten. Die Stabkräfte der oberen Gurtung reichen im Kräfteplan sämtlich bis zum Punkt  $O$ , die der unteren Gurtung bis zum Punkt  $Q$ , so dass unter Berücksichtigung des Kraftsinnes die Stabkraft  $1 = O1$ , Kraft  $5 = 5O$  ist u. s. f. und Kraft  $3 = 3Q$ ,  $7 = Q7$  u. s. f.

Statt des graphischen Verfahrens lässt sich auch, wie bekannt, die Ritter'sche Momentenmethode bequem zum Aufsuchen der Stabkräfte verwenden, für deren Benutzung die nachfolgende Berechnung eines gitterförmigen Auslegers für Drehscheibenkrahne, S. 598 u. f., ein Beispiel liefert.

Wie aus dem Kräfteplan, Fig. 6, ersichtlich, wachsen sowohl die Knickbelastungen, wie die Zugkräfte in der unteren und oberen Gurtung rasch

\*) Der Ausleger ist auf der Tafel in wagerechter Lage gezeichnet und deshalb die lothrechte Belastung  $OQ = 4500$  kg unter dem gegenseitigen Winkel schief geneigt. Das graphische Verfahren ist hier nur unter Einführung der einfachen Krahnbelastung ohne Berücksichtigung des Kettenzuges der Winde durchgeführt, dessen Richtung noch verschieden gewählt werden kann. Für einen bestimmten Konstruktionsfall ist dieser Kettenzug, ohne dass sich im grundsätzlichen Verfahren etwas ändert, einfach in der Weise zu berücksichtigen, dass man im Kräfteplan die Resultante aus der senkrecht abwärts wirkenden vollen Last und dem schiefen Kettenzug im Mittelpunkt der Auslegerrolle des Krahnsschnabls anbringt und hiervon ausgeht.

vom Auslegerkopf nach der Krahnssäule. Im Interesse einfacher Ausführung pflegt man die Abmessungen der meist belasteten Gurtstäbe auch für die anschliessenden, schwächer belasteten derselben Gurtung beizubehalten und ebenso für die Diagonalen die Streben gleicher Gattung mit einheitlichem Profil herzustellen. Die gedrückten Stäbe sind sämtlich auf Knickfestigkeit mit einem Sicherheitskoeffizienten zu berechnen, der gewöhnlich = 8 bis 10 gesetzt wird.

#### Krahnkugellager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin.

Der bereits S. 577 beschriebene Duisburger Krahn, Taf. 30, liefert ein Beispiel für die Verwendung eines Stützkugellagers, das ausser der senkrecht wirkenden Krahnlast auch noch den unteren Horizontalschub des Auslegers aufnimmt, also mit einem einfachen Kugelkranz, der von einer schräg gerichteten Resultante belastet wird, ausgerüstet ist. Hierbei ist eine gleichmässige Druckvertheilung nicht zu erreichen und deshalb die rechnerische Bestimmung der grössten Kugelpressung unzuverlässig.

E. Becker sucht die Kippneigung im Kugellager dadurch zu beschränken, dass er, Fig. 493, die obere Kugelbahn des Fusslagers nicht unmittelbar

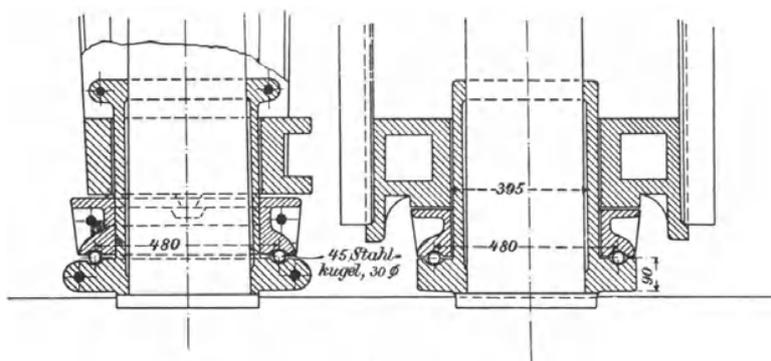


Fig. 493.

in das gusseiserne Fussstück des drehbaren Krahngerüsts eindreht, sondern in einem besonderen Zwischenring aus Stahlguss anordnet, auf dem sich der Krahngerüstfuss nur in der Mitte, in der Richtung eines Durchmessers, mittelst einer breiten Kammschneide abstützt, die in eine passende Vertiefung des Stahllagerringes eingreift. In der Rille liegen 45 harte, genau gleich grosse Stahlkugeln von 33 mm Durchmesser. Führt man hierbei den oberen Laufring des Kugellagers so aus, dass er die Fussmuffenhülse der Säule ohne Spiel als Halsgleitlager umschliesst, so ist auf nahezu gleichmässige und ausschliesslich senkrechte Belastung des Kugelstützlagers zu rechnen, weil dann der Halsring den Horizontaldruck allein abfängt.\*)

Die deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin, welche sich u. a. mit der Ausführung von Kugellagern als Specialität beschäftigen und die Striebeck'schen eingehenden Untersuchungen über das Verhalten und die Belastungsfähigkeit der Kugellager veranlasst haben, führen die Trennung der Lagerkonstruktion für die wagerechten und senkrechten Kräfte grundsätzlich durch und haben auf ihre nachstehenden Konstruktionen die D. R. P. 110908 und 119923 entnommen.

\*) Die Ausführung gehört zu einem drehbaren Laufkatzenkrahn für 7500 kg Tragkraft, mit kastenförmigem Ausleger und Gerüststrahlen, der im Innern eines Gebäudes um eine vorhandene Deckenstützsäule angeordnet ist und deshalb auch in den Lagertheilen wie gezeichnet, zweitheilig gebaut werden musste.

Fig. 494 veranschaulicht das Fusslager eines Bootskrahnes mit drehbarer Säule für 16 t am Krahnhaken, das die Horizontalkraft des Kippmomentes durch ein gewöhnliches Halsgleitlager aufnimmt und nur die Vertikalkraft durch einen Spurkranz mit 22 Kugeln von  $2\frac{1}{2}$ " engl. abfängt.

In Fig. 495 und 496 ist eine vollständige Lagerkonstruktion mit ausschliesslicher Verwendung von Kugeln für Bootskrahn-Drehsäulen wiedergegeben.

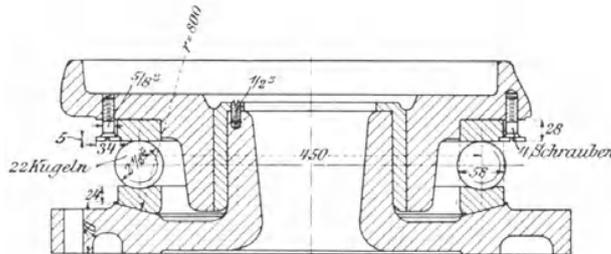


Fig. 494.

Das Fusslager besteht aus einem Kranz von 22 Kugeln und  $1\frac{1}{4}$ " = 3,175 cm Durchmesser, deren unterer Laufring sich durch seine kugelförmige Auflagerfläche auf der passend ausgedrehten Bodenplatte des Lagertopfes unter der Belastung selbstthätig auf gleichmässige Druckvertheilung einstellt und die Kugeln in einer Ringnuthe führt, deren Kehlungshalbmesser, wie üblich, gleich zwei Drittel des Kugeldurchmessers ist. Der obere Laufring ist eben, um Klemmungen bei der Selbsteinstellung des Bodenringes zu verhüten.

Fig. 495.

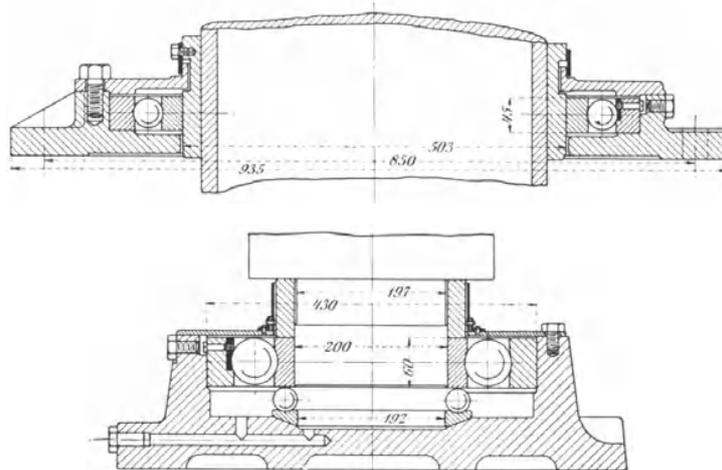


Fig. 496.

Mit der senkrechten Lagerbelastung 7500 kg bleibt die spezifische Pressung der einzelnen Kugel auf  $k = \frac{7500}{22 \cdot 3,175^2} = 33,8$  kg/qcm beschränkt, ist also mit Rücksicht auf den ebenen, oberen Laufring, der die Belastungsfähigkeit der Kugeln erheblich herabsetzt und das ungünstigere Verhalten der Kugelspurlager im Verhältniss zu Traglagern entsprechend niedrig gewählt. Als äusserst zulässiger Grenzwert ist für den in Rede stehenden Fall  $k = 50$  kg/qcm anzusehen. Für beiderseits ausgekehrte Kugelbahnen lässt Striebeck für Stützlager  $k = 100d^2$  kg/qcm zu.

Das zugehörige untere Halslager enthält 15 Kugeln von  $2\frac{1}{2}'' = 6,35$  cm Durchmesser zwischen beiderseits ausgekehlten Laufringen, von denen der innere auch den Kopfring des Spurlagers bildet und der äussere genau passend in den Lagertopf eingesetzt ist. Zum Einbringen und Auswechseln der Kugeln dient das im äusseren Laufring durch eine Schraube festgehaltene Passstück, das sogenannte Schloss.

Ein schmiedeeiserner Deckel mit Halsring schliesst den Lagertopf möglichst staub- und wasserdicht ab.

Das obere Halslager hat wegen des grösseren Krahn säulendurchmessers auch einen entsprechend grösseren Laufringdurchmesser mit 45 Kugeln von  $1\frac{5}{8}'' = 4,127$  cm Durchmesser.

Eine besondere Halsmuffe zwischen innerem Laufring und Krahn säule bildet das Mittel, das fertig gelieferte Kugellager in der Krahn bauwerkstatt der Konstruktion durch das Zwischenstück genau anzupassen und den Lagerdruck auf eine grössere Säulenzone zu vertheilen.

Im übrigen ist auch hier für möglichst wasserdichten Abschluss gesorgt und zu dem Zweck die Fuge zwischen dem Hals des Lagerdeckels und der Ringnuthe der Säulenbüchse durch einen übergeschobenen Ring bedeckt.

Nach der von Stribeck theoretisch entwickelten und praktisch bewährten Beziehung 419, S. 586, dass in Traglagern die Belastung der jeweilig am stärksten gepressten Kugel in der Kraftebene gleich dem fünffachen Lagerdruck dividirt durch die Kugelzahl zu setzen ist, erhält man für 17000 kg Horizontalbelastung der Halslager im vorliegenden Fall

$$\text{am Krahnfuss} \quad P_0 = \frac{5H}{z} = \frac{5 \cdot 17000}{15} = 5667 \text{ kg}$$

$$\text{und die spezifische Pressung} \quad k = \frac{P_0}{d^2} = \frac{5667}{6,35^2} = 140,6 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{ferner im oberen Halslager} \quad P_0 = \frac{5H}{z} = \frac{5 \cdot 17000}{45} = 1889 \text{ kg}$$

$$\text{und hier die spezifische Pressung} \quad k = \frac{P_0}{d^2} = \frac{1889}{4,127^2} = 111 \text{ kg/qcm}$$

übereinstimmend mit der Empfehlung, 150 kg/qcm in derartigen Lagern nicht zu überschreiten.

Der Reibungskoeffizient beträgt in den Halslagern, wo die Trennung der einzelnen Kugeln beim Eintritt in die Druckbahn durch geringe Verzögerung des Kugellaufes selbstthätig erfolgt und daher ausschliesslich wälzende Reibung auftritt, nur 0,002 bis 0,003, während im Spurlager unter der gleichmässigen Belastung aller Kugeln diese Selbsttrennung nicht auftritt und durch die theilweise gleitende Reibung der Kugeln aneinander der Wälzungskoeffizient auf ungefähr 0,005 steigt, aber auch hier noch im Vergleich mit den Widerständen reiner Gleitlager ausserordentlich niedrig ist. Dazu kommt, dass die Lager in bezug auf Deformationen der Krahn säule unempfindlich sind.

Alle Laufringe sind, wie die Kugeln selbst, aus Stahl, gehärtet und polirt. Der Schmierbedarf ist verschwindend klein und damit auch die Wartung der Lager fast vernachlässigbar.

## η. Freistehende Drehscheibenkrahne.

### Krahdrehscheibe von Hoppe.

Schon bei Besprechung des Schachtkrahnes, Fig. 488, S. 581, wurde auf den Nachtheil der kostspieligen Fundamente und der schweren Zugänglichkeit des Spurzapfens hingewiesen. Die Darstellungen auf Taf. 31 zeigen,

dass für grosse Krahn, für welche die Fairbairn'sche Konstruktion hauptsächlich in Betracht kommt, auch das Halsrollenlager sehr grosse Abmessungen erhält, und man erkennt sofort, dass man nur die drehbare Plattform für den Standort der Kurbelarbeiter oder der Betriebsmaschinen entsprechend kräftig auszuführen und mit Laufrollen auf wagerechten Achsen auszustatten braucht, um sie in eine Drehscheibe zu verwandeln, die durch ihre Laufrollen das Krahnkippmoment aufnimmt und die Krahnfusssäule mit dem zugehörigen Fundamentschacht beseitigt. Fig. 497 liefert hierfür ein Beispiel nach einer von Hoppe für den Kesselkrahnen des neuen Berliner Packhofs 1886 gewählten Ausführung.\*) Der Krahnen ist für 15000 kg mit 10 m Hubhöhe und 7,5 m Ausladung gebaut und wird durch eine Wasser-

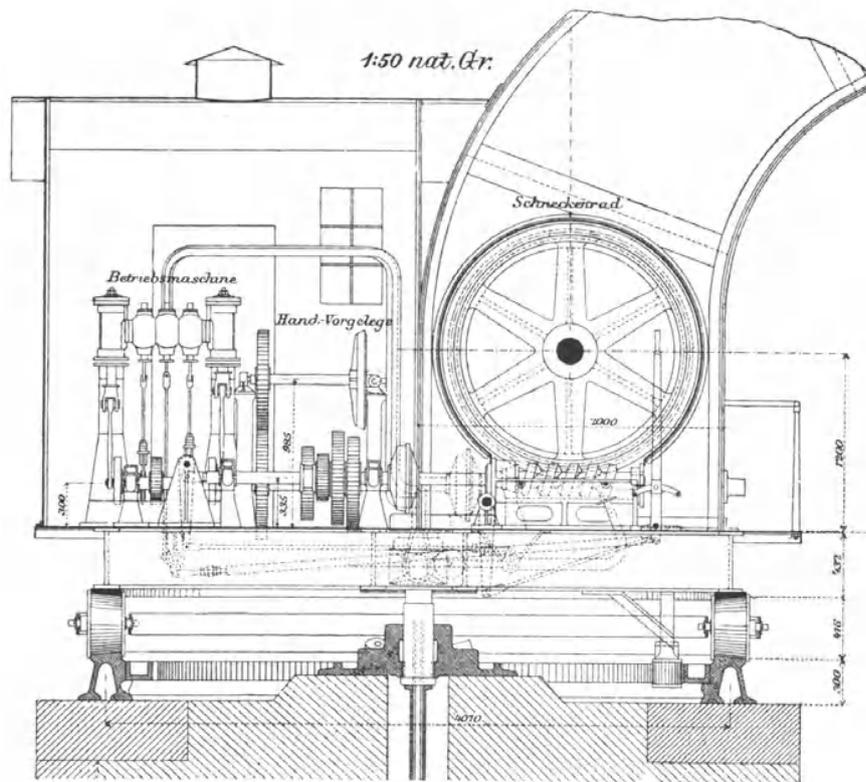


Fig. 497.

säulenmaschine betrieben. Als Aushilfe ist für den Fall hydraulischer Betriebsstörungen noch Handbetrieb vorgesehen.

Die Drehscheibe ruht auf einem Kranz dicht aneinander gereihter kegelförmiger Walzen, die sich mit ihren Flanschen an den Laufbahnen führen, und deren gegenseitiger Abstand nur durch zwei leichte Ringrahmen für ihre Achsen gesichert wird. Im übrigen dient ein kräftiger Königzapfen zum Centrieren der Krahdrehscheibe. Bei den gewöhnlichen Belastungen fällt die Kippresultante in das Innere des Walzenlaufkreises, und nur bei der Grenzbelastung rückt sie so weit nach aussen, dass die Kopfplatte des König-

\*) H. Keller, Die Tiefbauten und Hebewerke der neuen Packhof-Anlage in Berlin, Erbkam, Zeitschrift für Bauwesen 1887.

zapfens, im Verein mit der Rollenbahn, durch das Krahnkippmoment belastet wird. Ähnlich, wie bei einer geradlinig auf Walzen verschobenen Last, ist auch hier der Walzenweg nur halb so gross, wie der der Last, d. h. der Walzenkranz durchläuft bei einer vollen Krahnschwenkung um  $360^\circ$  nur die halbe, festliegende Laufbahn. Zu dem Wälzungswiderstand gesellt sich aber die Reibung der Drehscheibe am Königzapfen und vor allem die Spurkranzreibung der Walzen selbst, die wegen ihrer Kegelform sämtlich das Bestreben haben, unter der Belastung zwischen den entsprechend kegelförmigen Laufschiene nach aussen herauszugleiten und daran nur durch die Spurkränze gehindert werden.

Andere Konstrukteure lagern den Rollenkranz zwischen zwei kräftigen [Eisenringen, die durch ein Kreuzstrebenwerk mit Nabe um den Königzapfen centriert werden, um die Spurkranzreibung zu vermeiden. Örlikon baut Drehkränze mit Kugelkränzen zur Abstützung der Drehscheibe, Taf. 40.

Als Vortheil wird den Rollen- oder Kugelkränzen der grössere Schutz gegen Seitenschwankungen nachgerühmt, den die gleichmässige Vertheilung der Walzen oder Kugeln im Vergleich mit Stützrollen bietet, die einzeln oder paarweise nur in der Lastebene liegen.

Da aber die Konstruktionen durch die grosse Zahl der Walzen oder Kugeln und die doppelten Ringschiene nicht billig ausfallen, giebt man im allgemeinen den Rollen mit Tragzapfen nach Art der gewöhnlichen Wagenräder den Vorzug, weil man dann mit vier Rollen und einer Ringschiene auskommt, wie z. B. in den auf Taf. 38, 42, 43, 44, 45 und 46 dargestellten Ausführungen. Sichert man das Krahnobergestell gegen seitliches Umkippen durch eine Mittelsäule, deren Kopzapfen ausserdem noch einen Theil der Gesamtlast aufnimmt, wie auf Taf. 94 u. 96, so genügen sogar zwei Laufrollen, eine unter dem Auslegerfuss, die andere diametral gegenüber, von denen bei belastetem Krahn die vordere, bei leerem Krahn die hintere als Stützrolle wirkt und das jeweilige Übergewicht der einen oder anderen Seite aufnimmt. Aber auch diese Krahne schwanken trotz der Säule meist ziemlich stark.

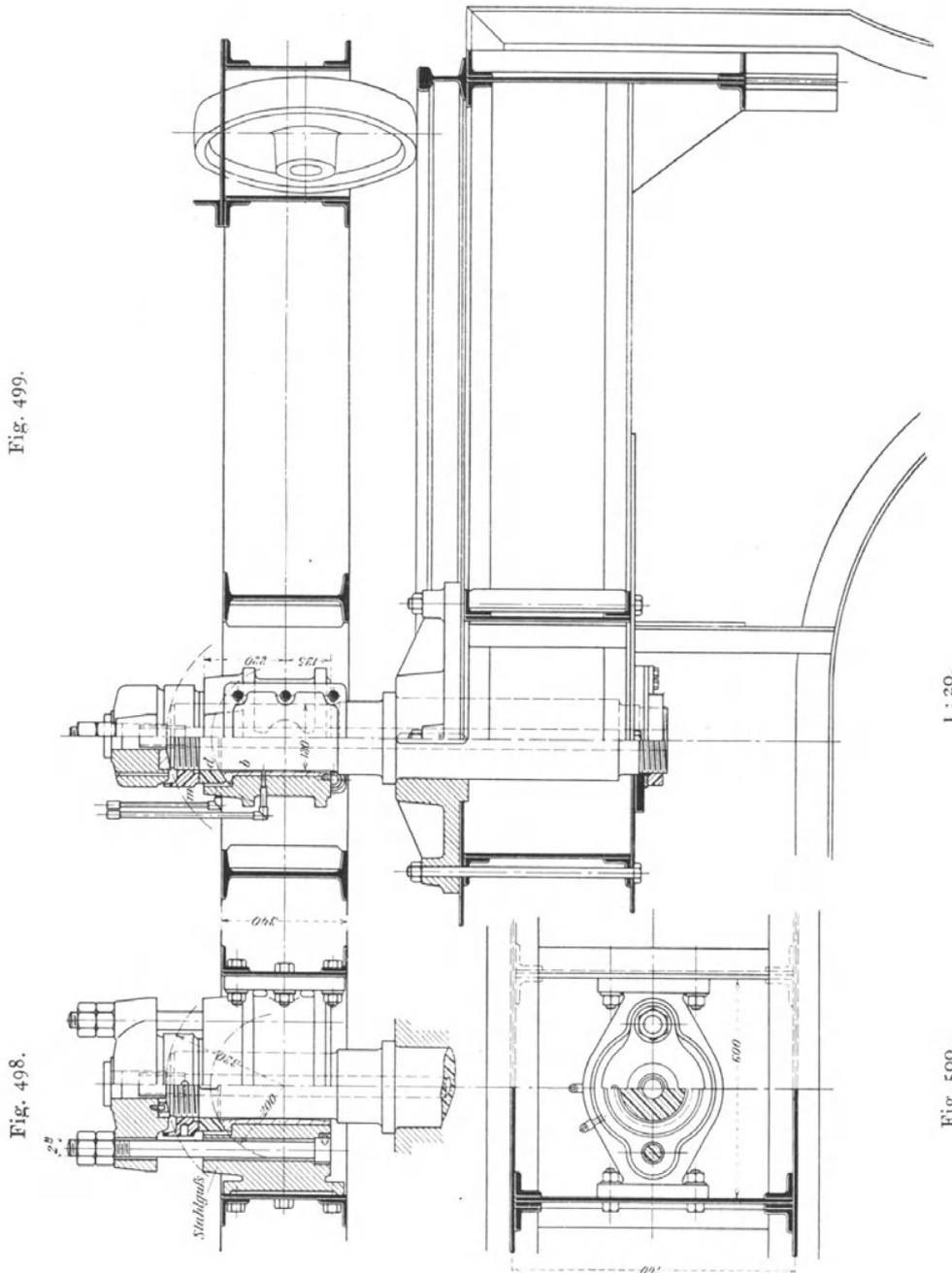
In der Regel findet man auch hier kegelförmige Rollen auf zugehöriger Kegelringbahn, um abgesehen von den Tragzapfen reines Wälzen ohne Gleiten zu erzielen. Dafür muss man dann aber anderseits den Nachtheil achsial gerichteter Druckkräfte für die Rollachsen in den Kauf nehmen und bei schweren Krahnen in den Traglagern auch noch Spurpfannen mit Centralschmierung anordnen. Wählt man statt dessen einfach ebene Laufschiene und cylindrische Tragrollen, so entfällt der Achsialdruck. Statt der Spurzapfenreibung an den Achsen entsteht dann aber gleichzeitig mit dem Wälzen auf der Ringbahn eine gleitende Reibung um den Mittelpunkt der jeweiligen Berührungslinie zwischen Laufrad und Schiene, weil sich jede Rolle während einer vollen Krahnschwenkung, ähnlich wie der Mond beim Umlauf um die Erde, einmal um ihre eigene, zur Bahnebene senkrecht gerichtete, mathematische Achse dreht. Der Drehpunkt wandert hierbei auf dem Mittelkreis der Laufschiene fort und die Breite der Laufbahn oder Rolle bildet den Durchmesser des Reibungskreises. Nur bei schweren Krahnen und demzufolge sehr breiten Laufbahnen ist der Wirkungsverlust und Verschleiss dieser Stützreibung der Radmantellinien vielleicht grösser, als bei Kegelflächen und besonderen Spurpfannen für die Radachsendrucke, aber auch hier für die Erhaltung der geometrischen Formen kaum nachtheilig, weil die Druckberührung sowohl auf der Laufschiene, wie am Radumfang ihren Ort stetig wechselt.

Die Vereinfachung der Gesamtanordnung durch cylindrische Laufrollen auf ebener Ringbahn verdient also volle Beachtung.

**Königzapfen mit doppelkugeligem Schwenkstützlager  
für Krahdrehscheiben.**

D.R.P. 134 806 der Benrather Maschinenfabrik, A.-G.

Ausführung für die 3000 kg Portalkrahn auf dem Kuhwärder in Hamburg.



Bei den gewöhnlichen Ausführungen der Königzapfen oder Mittelpunktsäulen mit einfachen, cylindrischen Zapfenflächen entstehen durch die Kippmomente des Krahn und die thatsächlichen Kippbewegungen, welche theils

durch das erforderliche Spiel, theils durch Formänderungen in der Eisenkonstruktion, unter der wechselnden Last, oder durch Ausführungsungenauigkeiten auftreten, mehr oder minder störende Klemmungen im Schwenklager und erhebliche Biegungsanstrengungen, die sich einer genauen Berechnung entziehen. Diese Übelstände beseitigt das Benrather Schwenklager, Fig. 498 bis 500.

Im Untergestell, hier der Plattform des Krahnportals, oder bei gewöhnlichen, fahrbaren Kränen im Krahnwagen, ist der Königzapfen durch ein kräftiges, gusseisernes Nabenstück centrirt und festgehalten, indem er sich einerseits mit einem Bund von oben abstützt und andererseits unten mit einer vorgeschraubten Mutter gegen den Boden des schmiedeeisernen Rahmenwerks legt.

Der obere Theil des Königzapfens durchdringt den Stahlgusskörper des im Mittelpunkt der Drehscheibe eingesetzten Schwenklagers, das mit einer kugelförmig ausgedrehten Bronzespurplatte in seiner gusseisernen Deckelhaube an dem passend abgedrehten Zapfenkopf hängt und durch Anziehen der Haubenschrauben das Gewicht der Drehscheibe und ihrer Belastung auf dem Zapfen abstützt. Bei unbelastetem Krahn liegt der Schwerpunkt des Obergestells annähernd in der Drehscheibenmitte, und der Krahn schwenkt sich daher frei auf dem Zapfen, ohne wesentliche Mitunterstützung durch die äusseren Laufrollen, mit dem verhältnissmässig kleinen Reibungswiderstand der Spurzapfenplatte. Die Eigengewichtsbelastung beträgt dabei im vorliegenden Fall für den 3 t-Krahn ungefähr 18000 kg.

Im belasteten Zustande legt sich die Drehscheibe mit den Laufrollen unter dem Auslegerfuss auf die Rollbahn und sucht um diesen Stützpunkt aufzukippen, indem sich die Schwenklagerhaube vom Zapfenkopf ablüftet. Dabei tritt der Stahldruckring  $d$ , dessen Lage zur scharfen Beschränkung des Lüftspielraumes durch die darüber geschraubte Stahlmutter  $m$  genau eingestellt werden kann, als Widerlager in Thätigkeit und beansprucht den Königzapfen durch das Kippmoment auf Zug. Auch hierbei ist die zwangfreie Einstellung der geringfügigen Kipplage der Drehscheibe dadurch gesichert, dass die Unterfläche des Druckringes  $d$  und die Oberfläche des Flansches der bronzenen Halsbüchse  $b$  concentrisch zum Mittelpunkt der Kugelfläche des Zapfenkopfes ebenfalls kugelförmig abgedreht sind und die ballige Innenform der Büchse das nöthige Kippspiel ermöglicht.

Die geschickte Zapfenbeanspruchung auf Zug nutzt das Eigengewicht des Untergestells als Gegengewicht für das auftretende Kippmoment aus und gestattet das Gegengewicht auf der Drehscheibe soweit herabzumindern, dass im unbelasteten Zustande das Obergestell, wie oben angegeben ist, um seinen Mittelpunkt sich im Gleichgewicht befindet.

Die Gesamtanordnung bietet durch die zwangfreie Einstellung der Drehscheibe und die wechselnde Stützwirkung der doppelten Kugelspurflächen für aufwärts und abwärts gerichtete Kräfte ausserdem den Vortheil, dass der Königzapfen selbst in der günstigsten Weise beansprucht wird, weil die verschwindend kleinen wagerechten Komponenten der schwach geneigten Kugelbelastungen keine nennenswerthen Biegungskräfte erzeugen können, Klemmwirkungen vollständig vermieden sind und auch von den Laufrädern keine horizontalen Kräfte ausgehen, da diese mit cylindrischen Spurkränzen auf ebenem Laufschielenkopf rollen.

Der Königzapfen ist in der ganzen Länge zur Durchführung der Stromkabel durchbohrt, die oben durch ein eingesetztes Gasrohr austreten.

Die Krahne mit Drehscheiben gewähren den grossen Vortheil, dass sie alle für die Drehbarkeit des Krahns störenden Durchbiegungen der Gerüstkonstruktion beseitigen und bei Anlagen mit eigenen Motoren die bequemste

Überwachung sämtlicher Theile gestatten, weil die Betriebsmaschine und das Winden- und Schwenktriebwerk für den Krahnführer auf der Drehscheibe als Grundplatte in allen Theilen leicht zugänglich angeordnet werden kann.

Ausserdem bietet die Drehscheibe eine sehr geeignete Aufstellung der Betriebsmaschine als Gegengewicht für den Ausleger mit einem Theil der Nutzlast und gestattet für die Auslegerkonstruktion die freieste Auswahl, weil sich auch gitterförmige Träger mit langen Grundböcken bequem darauf unterbringen lassen. Von der Fairbairn-Konstruktion wird in neuerer Zeit aus den oben angegebenen Gründen vorzugsweise nur noch der gekrümmte Blechsausleger benutzt und entweder als Haube über eine feststehende Krahnssäule gesetzt oder auf eine Drehscheibe gestellt.

Zu den älteren Riesenkrahnen gehört ein Drehscheibenkrahn in Hamburg mit gitterförmigem Ausleger für 150 t Tragkraft, 31 m Kopfhöhe über der Quaistrasse und 10 m Ausladung über Quaikante, von L. Stuckenholz, ferner der jüngere, von der Duisburger Maschinenbau A.-G. vorm. Bechem & Keetman für die Schiffswerft von Blohm & Voss gelieferte Derrickkrahn von 150 t Tragkraft, mit veränderlichem Auslegerschnabel für 45,25 m grösste Kopfhöhe über Quaikante und 32 m grösste Ausladung, von der Drehachse aus gemessen. — Siehe Z. d. V. d. I. 1898, S. 437 u. f. Ein für die Königl. Werft in Chatham von Tannet Walker & Co. in Leeds gelieferter Drehkrahn mit 160 t Tragkraft, 38 m Kopfhöhe über dem Quai und 23 m Ausladung von der Drehachse gemessen, ist ausser mit Trommelwinde und Flaschenzuggehänge noch mit einem hydraulischen Cylinder ausgerüstet, der vom Ausleger herabhängt und die grösseren Lasten unmittelbar mit der Kolbenstange aufnimmt. — Engineering, Februar 1894, S. 262.

#### **Berechnung eines gitterförmigen Auslegers für Drehscheibenkrahne.**

Die in Fig. 501, S. 599, schematisch durch Mittellinien dargestellte Auslegerkonstruktion entspricht einem mehrfach gewählten Oberbau für Schwenkrahne mit grosser Ausladung, die auf einem Portalunterbau für den Ladeverkehr zwischen Schiffen und Eisenbahnwagen benutzt werden. Der Ausleger besteht aus zwei Hälften von der skizzirten Form, deren gleichliegende Stäbe untereinander durch flach aufgenietete Diagonalverstreben verbunden sind, um dem ganzen Gerüst die erforderliche Seitensteifigkeit beim Schwenken gegen wagerechte Trägheitskräfte und Winddruck zu geben. Die Fussböcke der beiden Auslegerhälften werden auf einer Drehscheibe montirt, die gleichzeitig die Betriebsmaschine für die Lastwinde und das Krahnswenkwerk trägt. Die Drehscheibe stützt sich in der Nähe ihres äusseren Umfanges durch Laufrollen auf eine kreisförmige Laufbahn, die auf dem Portalunterbau ruht. Die Verhältnisse lassen sich, je nach dem Abstände der Betriebsmaschine von der Drehachse, mit oder ohne besonderes Gegengewicht so wählen, dass die Resultante der Gewichte, bei belastetem Krahn und bei leerem Lasthaken, innerhalb der Stützfläche der Rollenbahn liegt und ein Mittelpunktzapfen zum Centriren der Drehscheibe genügt. Anderenfalls ist die Drehscheibe an einer feststehenden Mittelpunktsäule abzustützen, die das überschliessende Kippmoment abfängt. Hier ist der erste Fall vorausgesetzt.

Die dreieckigen Bockgestelle des Auslegerfusses werden mit Rücksicht auf die Lastvertheilung und Platzausnutzung meist ziemlich weit auseinander nach dem äusseren Rand der Drehscheibe gerückt, während die Auslegerhälften nach dem Kopf zu bis auf den Abstand für die Lager der Lastseilrolle zusammen laufen. Hiernach liegen die Stäbe des Auslegerschnabels und der Bockgerüste auf jeder Seite in zwei gegeneinander geneigten, senkrechten Ebenen, und die Kräfte, welche vom Ausleger auf

den Bock übergehen, wären demnach, streng genommen, in den Anschlussknotenpunkten in Komponenten senkrecht zur Bockebene und nach der Richtung der Bockebene zu zerlegen, von denen nur die letzteren sich weiter nach den Stabachsen des Bockgerüsts verzweigen, während die ersteren die Böcke gegeneinander oder auseinander zu biegen suchen. Obwohl die Zerlegung keine Schwierigkeiten bietet, kann auf den genauen Rechnungsgang verzichtet werden, weil bei der geringen Winkelneigung der Ebenen die Kraftänderungen, im Vergleich zur Kraftvertheilung, bei Annahme einer einzigen Stabwerkebene klein ausfallen, und die ohnehin für die Schwenkwiderstände erforderlichen Quersteifen der Bockgerüste die Biegungskräfte durch die gegenseitige Verbindung der Böcke abfangen.

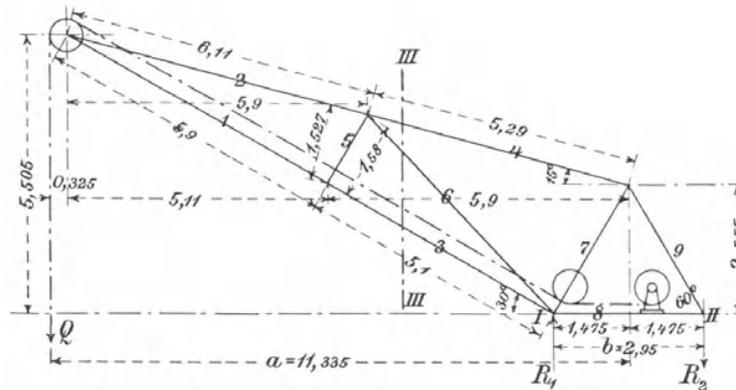


Fig. 501.

Die Last hängt ohne lose Rolle unmittelbar an dem frei über die Auslegerkopffrolle abwärts geführten Seilende, dessen Abstand von den Gerüststützpunkten demnach massgebend für das äussere Kippmoment ist. Das Lastseil läuft vom Auslegerkopf bis zum Fussbock parallel zur Auslegerdruckstrebe und von hier wagerecht auf die Windentrommel, deren Lagerbock mit der Fusschwelle des Auslegerbockes verschraubt ist. In den nachfolgenden Betrachtungen und Rechnungswerten ändert sich, abgesehen von Eigengewichtseinflüssen, nichts, wenn an Stelle der Windentrommel eine Leitrolle für eine darüber stehende senkrechte, hydraulische Hebe-  
maschine mit Flaschenzugkolben vorhanden ist, wofern nur Rollenbock und Treibcylinder dieser Maschine ebenfalls mit der Fusschwelle des Auslegerbockes verschraubt sind.

Denkt man sich den Ausleger in den Fusspunkten I und II von der Drehscheibe losgelöst, oder falls die Grundschwelle einem durchlaufenden Träger in der Drehscheibenkonstruktion angehört, die Verbindung mit der Drehscheibe durch Herausschneiden der Strecke I II mit der daran angeschlossenen Auslegerkonstruktion aufgehoben, so sind in den Schnittstellen nur die senkrechten Kräfte  $R_1$  und  $R_2$  als Ersatzkräfte für den beseitigten Konstruktionszusammenhang anzubringen, um den bisherigen Gleichgewichtszustand aufrechtzuerhalten, da in der äusseren Belastung des Auslegers keine horizontalen Kräfte auftreten. Man erhält nach der Figur aus den Momentengleichungen:

$$R_1 = \frac{Q \left( a + \frac{b}{2} \right)}{b} = Q \left( \frac{a}{b} + \frac{1}{2} \right)$$

$$R_1 = \left( \frac{11,335}{2,95} + \frac{1}{2} \right) Q = (3,842 + 0,5) Q = 4,342 Q$$

und

$$R_2 = R_1 - Q = Q \left( \frac{a}{b} - \frac{1}{2} \right)$$

$$R_2 = 3,342 Q.$$

Die Stabkräfte lassen sich, soweit die einzelnen Stäbe nur in den Knotenpunkten belastet sind, am einfachsten auf graphischem Wege durch Aufzeichnen der Kraftpolygone für die einzelnen Knotenpunkte oder mit der Ritter'schen Methode durch Ansetzen der Momentengleichungen für die verschiedenen Knoten-

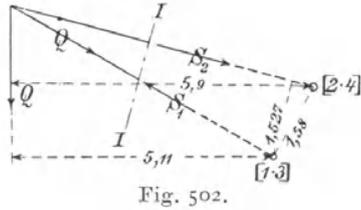


Fig. 502.

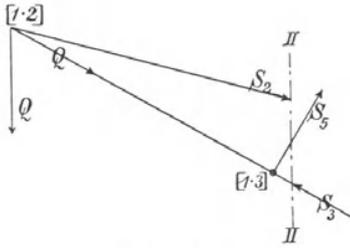


Fig. 503.

punkte bestimmen, wenn man die Stäbe, welche von dem Knotenpunkt ausgehen, durchschneidet und in den Schnittstellen, als Ersatz für die frühere Verbindung, in der Richtung der Stabachsen äussere Kräfte anbringt, die den vorher vorhandenen, inneren Kräften entsprechen, falls sie den Gleichgewichtsbedingungen genügen. Hierbei sind bekanntlich die Drehpunkte für den Ansatz der Momentengleichungen so zu wählen, dass bei mehreren Unbekannten in den einzelnen Gleichungen womöglich nur je eine Unbekannte auftritt, indem die Richtung oder der Schnittpunkt der übrigen unbekannteten Stabkräfte als Drehpunkt herausgegriffen wird. Eine von der Schnittstelle gegen den Knotenpunkt gerichtete Stabkraft kennzeichnet sich als Druck, entgegenesetzte Richtung als Zug. Bei irrthümlicher Annahme der Krafrichtung ergibt sich der Irrthum jederzeit durch das negative Vorzeichen des schliesslichen Zahlenwerthes, denn das negative Zeichen bedeutet, dass die Krafrichtung, welche das Gleichgewicht hervorruft, der Annahme entgegengesetzt ist.

Zu beachten ist ferner, dass sich die Zugkräfte im Lastseil an den Leitrollen unmittelbar auf die Rollenachsen absetzen und von hier auf die Stäbe übertragen.

Die Eigengewichte der Konstruktion lassen sich mit genügender Genauigkeit erst berücksichtigen, nachdem aus den überwiegenden Kraftwirkungen der äusseren Belastung die Grundlage für die Wahl der einzelnen Konstruktionstheile gewonnen ist.

Im nachfolgenden sind die Stabkräfte mit  $S$  bezeichnet, ihre Zugehörigkeit zu den einzelnen Stäben ist durch die Übereinstimmung ihrer Indices mit den Nummern der Stäbe ausgedrückt.

Die Knotenpunkte sind nach den Nummern zweier in dem Punkt zusammenstreffender Stäbe benannt und die in Betracht zu ziehenden Hebelarme durch ihre Zahlenwerthe in den Figuren angegeben.

Schnitt I I, Fig. 502.

Drehpunkt für den Ansatz der Momentengleichung, Knotenpunkt (2·4)

$$1,58 S_1 = 5,9 Q + 1,58 Q \quad S_1 = 4,732 Q \text{ Druck,}$$

und für den Knotenpunkt (1·3)

$$1,527 S_2 = 5,11 Q \quad S_2 = 3,346 Q \text{ Zug.}$$

Schnitt II II, Fig. 503.

Die Momentengleichung für den Knotenpunkt (1·2) enthält nur für die Richtung des Stabes 5 einen Hebelarm, weil die übrigen Kräfte in dem abgetrennten Konstruktionstheil sämtlich durch den Knotenpunkt gehen. Der Gleichgewichtszustand kann daher nur bestehen, wenn das Moment der Stabkraft  $S_5 = 0$  ist, d. h.

$$S_5 = 0.$$

Ebenso ergibt sich aus dem Schnitt III III der Hauptfigur 501, S. 599, und dem Ansatz der Momentengleichung für den Knotenpunkt (1·2)

$$S_6 = 0.$$

Die Stäbe 5 und 6 werden, wie die späteren Ergänzungsrechnungen zeigen, lediglich durch das Eigengewicht der Konstruktion beansprucht und sind vor allem als Verstreben eingeschaltet, um die lange Auslegerdruckstrebe durch den Knotenpunkt (1·3) in zwei Strecken zu zerlegen und die Knickwirkung durch die feste Abstützung in der Mitte zu unterbrechen.

Aus den Nullwerthen von  $S_5$  und  $S_6$  folgt andererseits:

$$\begin{aligned} S_3 &= S_1 = 4,732 Q \text{ Druck,} \\ S_4 &= S_2 = 3,346 Q \text{ Zug.} \end{aligned}$$

Der Stab 7 ist durch die in ihm gelagerte Leitrolle ausserhalb der Knotenpunkte durch die Spannungen des Lastseiles in Anspruch genommen und daher zur Bestimmung der auf ihn einwirkenden Kräfte aus dem ganzen System in

seinen Endpunkten auszulösen. Auch hier gilt wieder der allgemeine Grundsatz, dass jede vorher bestandene Konstruktionsverbindung oder ein fester Materialzusammenhang ersetzt werden kann durch äussere Kräfte in der Schnittstelle, welche nach den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen die abgetrennten Theile in derselben Lage erhalten, in der sie sich vorher durch die Verbindung befanden.

Im Interesse der Übersichtlichkeit der Rechnung empfiehlt es sich, die Ersatzkraft in Form von zwei einzeln bestimmbar Komponenten anzubringen, die am bequemsten wagerecht und senkrecht angenommen werden. Irrthümliche Annahmen über die absoluten Richtungen kennzeichnen sich, wie stets bei solcher Rechnungsweise, durch negative Vorzeichen der schliesslichen Zahlenwerthe.

Macht man den Stab 7 zunächst nur in seinem oberen Endpunkte frei, indem man den Stab 9 ablöst und  $H_9$  und  $V_9$  als Ersatzkräfte wagerecht und senkrecht wie in Fig. 504, anbringt, und zerlegt man die Kraft  $S_1$  in ihre horizontale Komponente

$$S_{1h} = S_1 \cos 15^\circ = 3,346 Q \cdot 0,9659 = 3,232 Q$$

und ihre senkrechte Komponente

$$S_{1v} = S_1 \sin 15^\circ = 3,346 Q \cdot 0,2588 = 0,866 Q,$$

so folgt für den unteren Knotenpunkt die Momentengleichung

$$\begin{aligned} 2,555 H_9 + 1,475 V_9 &= [0,866 \cdot 1,475 + 3,232 \cdot 2,555 + 0,65 \\ &\quad - 0,563] Q \\ 2,555 H_9 + 1,475 V_9 &= 9,622 Q. \end{aligned}$$

Eine zweite Beziehung zwischen den Grössen  $H_9$  und  $V_9$  ergibt sich am einfachsten aus der Betrachtung des Stabes 9. Löst man den Stab 7 von 9 los, so sind hier im oberen Endpunkt die Kräfte  $H_9$  und  $V_9$ , Fig. 505, in umgekehrter Richtung wie vorher, für den Stab 7 anzubringen, da der Einwirkung des Stabes 9 auf 7 eine gleich grosse, nur entgegengesetzt gerichtete Rückwirkung von 7 auf 9 entsprechen muss.

Wir erhalten demnach für den Gleichgewichtszustand des Stabes aus den Momenten für den unteren Knotenpunkt als Drehpunkt

$$2,555 H_9 - 1,475 V_9 = 0.$$

Durch Addiren der beiden vorstehenden Beziehungen zwischen  $H_9$  und  $V_9$  folgt

$$H_9 = \frac{9,622}{5,11} Q \qquad H_9 = 1,883 Q$$

und durch Subtrahiren

$$V_9 = \frac{9,622}{2,95} \qquad V_9 = 3,262 Q.$$

Wenn man den Stab 7 ganz aus seiner Verbindung mit der übrigen Konstruktion loslöst, sind ausser den bereits bestimmten Kräften, die am oberen freien Endpunkt wirken, für die Abtrennung des Stabes 8 im unteren Endpunkt noch die Ersatzkräfte  $H_8$  und  $V_8$ , Fig. 504, anzubringen, deren Grösse sich, wie immer, aus den Gleichgewichtsbedingungen für den freien Stab ermittelt.

Zerlegt man von den beiden Seilkräften, die den Stab im Leitrollenlager belasten, den schräg aufwärts gerichteten Seilzug  $Q$  in seine wagerechte und senkrechte Komponente

$$\begin{aligned} Q_h &= Q \cos 30^\circ = 0,866 Q \\ Q_v &= Q \sin 30^\circ = 0,5 Q, \end{aligned}$$

so ist nach den Gleichgewichtsbedingungen für die Summen der senkrechten und der wagerechten Kräfte

$$\begin{aligned} V_8 &= (3,262 - 0,866 - 0,5) Q & V_8 &= 1,896 Q \\ H_8 &= (3,232 + 0,866 - 1 - 1,883) Q & H_8 &= 1,215 Q. \end{aligned}$$

Da der vollkommen freie Stab seine Lage nur bewahren kann, wenn die Resultanten der Kräfte an den Endpunkten in die Stabrichtung fallen und sich durch

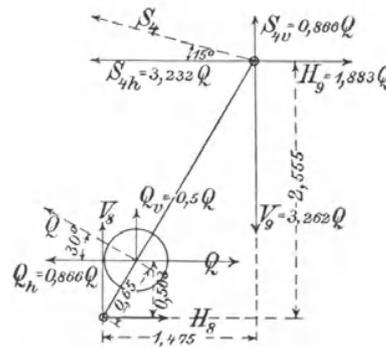


Fig. 504.

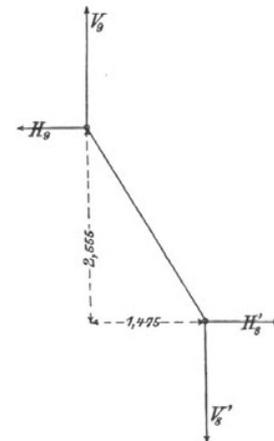


Fig. 505.

ihre entgegengesetzte Richtung und gleiche Grösse vernichten, wird der Stab 7 durch die Stützkkräfte vom unteren Endpunkte aus mit der Resultante

$$\sqrt{V_8^2 + H_8^2} = Q\sqrt{1,896^2 + 1,215^2} = 2,25 Q$$

auf Knickung beansprucht.

Von dem Leitrollenlager aus erhöht sich die Knickkraft der oberen Stabstrecke noch durch die Komponente des horizontalen Seilzuges nach der Stabrichtung um den Betrag

$$Q \cdot \cos 60^\circ = 0,5 Q.$$

Der Zug des nach der Auslegerkopfrolle laufenden Seiltrums bleibt ohne Einfluss auf die Knickkraft, weil er senkrecht zum Stab gerichtet ist.

Da der Angriffspunkt der zusätzlichen Knickkraft nur 0,65 m vom unteren Stabende entfernt liegt, ist der Einfachheit halber und im Interesse der Konstruktionsicherheit der Stab 7 als in seiner ganzen Länge durch die Kraft

$$S_7 = 2,25 Q + 0,5 Q = 2,75 Q \text{ Druck}$$

auf Knickung belastet zu berechnen.

Der Stab erleidet ausser der Knickbelastung, die seinen Querschnitt, abgesehen von der angestrebten Ausbiegung der Achse, gleichmässig auf Druck beansprucht, noch durch die senkrecht zu seiner Richtung wirkende Differenz der Seilkräfte

$$Q - Q \cos 30^\circ = 0,134 Q$$

im Abstände 0,65 m von seinem unteren Ende eine Biegebewehrung, deren Einfluss auf die Materialanstrengung als geringfügig vernachlässigt werden kann. Der Einfluss dieser Biegebewehrung auf die Stützkkräfte in den Stabenden ist bereits durch die vorangegangenen Rechnungen berücksichtigt.

Die Beanspruchung des Stabes 9 ergibt sich durch die bereits früher für den freien, oberen Endpunkt ermittelten Kräfte  $H_9$  und  $V_9$  und durch die Ersatzkräfte  $H_8^1$  und  $V_8^1$ , Fig. 505, welche in seinem unteren Endpunkte anzubringen sind, falls man auch hier die Verbindung mit der übrigen Konstruktion aufhebt. Aus der Figur folgt für den Gleichgewichtszustand ohne weiteres:

$$H_8^1 = H_9 = 1,883 Q$$

$$V_8^1 = V_9 = 3,262 Q$$

und die in die Stabrichtung fallende Resultante, welche den Stab auf Zug beansprucht,

$$S_9 = Q\sqrt{1,883^2 + 3,262^2} = 3,766 Q \text{ Zug.}$$

Untersucht man zum Schluss noch den Stab 8, so hat man in den Endpunkten I und II, Fig. 506, ausser den Stützkkräften  $R_1$  und  $R_2$ , welche zur Vernichtung des Kippmomentes der am Auslegerkopf hängenden Last  $Q$  vorhanden sein müssen, noch die von den abgelösten Stäben 3, 7 und 9 ausgehenden Reaktionen  $S_3, H_8, V_8, H_8^1$  und  $V_8^1$  und die Belastungen anzubringen, welche von dem Seilzug  $Q$  der auf dem Stab in Böcken gelagerten Windentrommel ausgehen. Dieser Seilzug  $Q$  setzt auf die Strebenachse die mit ihr zusammenfallende, gleichgerichtete

Kraft  $Q$  ab und erzeugt ausserdem in den Endpunkten I und II die senkrechten Kräfte

$$V = \frac{0,238}{2,95} Q = 0,08 Q,$$

welche durch ihre entgegengesetzte Richtung dem von  $Q$  am Hebelarm 0,238 m ausgehenden Kräftepaar entsprechen.

Der Stab 6 bleibt ohne Einfluss, weil er nach den früheren Ergebnissen unbelastet ist, so lange

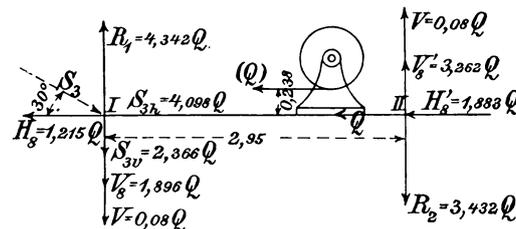


Fig. 506.

das Eigengewicht der Konstruktion nicht mit berücksichtigt wird.

Zerlegt man die Stabkraft  $S_3$  in ihre senkrechte und ihre wagerechte Komponente

$$S_{3v} = S_3 \sin 30^\circ = 4,732 \sin 30^\circ = 2,366 Q$$

und

$$S_{3h} = S_3 \cos 30^\circ = 4,732 \cos 30^\circ = 4,098 Q,$$

so erhält man die in Fig. 506 eingetragene Kraftverteilung, aus der hervorgeht, dass die Summe der Kräfte in der Stabrichtung

$$(1,215 + 1 + 1,883) Q - 4,098 Q = 0$$

ist, und dass der Stab zwischen dem Endpunkte II und dem Windentrommellagerbock mit 1,883 Q, zwischen dem Bock und dem Endpunkt I mit der Kraft  $S_8 =$

2,883  $Q$  auf Druck bezw. Knickung beansprucht ist, dass ferner auch die Summen der senkrechten Kräfte für jeden der beiden Endpunkte im Gleichgewicht stehen,

$$\begin{aligned} \text{nämlich} \quad & 4,342 Q - (2,366 + 1,896 + 0,08) Q = 0 \\ \text{und} \quad & 3,342 Q - (3,262 + 0,08) Q = 0. \end{aligned}$$

Dieses Schlussresultat liefert gleichzeitig die Prüfung für die Richtigkeit der vorangegangenen Einzelrechnungen, da jedes einzelne Stück der ganzen Konstruktion sich im Gleichgewichtszustande befinden muss.

Für die Konstruktion der zugehörigen Drehscheibe sind nach den vorstehenden Resultaten, wie sich schon im Voraus übersehen lässt, die Kippkräfte  $R_1$  und  $R_2$  und sofern die Balkenstrecke I II in der Drehscheibe selbst liegt, die in dieser Balkenstrecke auftretenden Auflagerreaktionen zu berücksichtigen. Diese Werthe erhöhen sich noch durch den Einfluss des nachstehend ermittelten Eigengewichts der Auslegerkonstruktion. Andererseits ist für die Drehscheibenkonstruktion die Art ihrer Abstützung und die Grösse und Lage des Betriebsmaschinengewichtes, bezw. Lage und Grösse eines zusätzlichen Gegengewichtes in Rechnung zu stellen, da erst durch diese Werthe die äusseren Stabilitätsbedingungen erfüllt werden, und diese Grössen als äussere Belastungen der Drehscheibe im Entwurf mit in Ansatz zu bringen sind.

Das Gitterwerk des Auslegers wird zweckentsprechend durchweg aus  $\square$ -Eisen hergestellt, weil auch die gezogenen Stäbe beim Schwenken durch wagerechte Trägheitskräfte und durch Winddruck belastet werden, die durch die allgemeine Anordnung der Konstruktion aufzunehmen sind. Hierauf bezügliche Rechnungen müssen sich auf mehr oder minder zuverlässige Annahmen über die schwankenden Schwenkgeschwindigkeiten und die Stärke des Winddrucks stützen.\*)

Man beschränkt im Hinblick hierauf für solche Krahne mit grosser Ausladung und mit Schwenkung durch Elementarkraft die Zuganstrengung des Materials auf 350 bis 400 kg/qcm und erhöht die Seitensteifigkeit, wie bereits weiter oben angegeben, durch Diagonalverbände, welche sowohl zwischen den Zugstäben, wie zwischen den Druckstreben angeordnet werden, und für deren Vernietung die flachen Flanschen der  $\square$ -Eisen ein bequemes Auflager bieten. Diese Diagonalverbände versteifen gleichzeitig die Druckstreben gegen seitliches Ausknicken, so dass für ihren Knickwiderstand das äquatoriale Trägheitsmoment des Profilquerschnitts, bezogen auf eine Schwerpunktsachse senkrecht zum Steg, massgebend ist. Im Interesse der Einfachheit werden bei der Wahl der Profile nur stark hervortretende Unterschiede der wirkenden Kräfte berücksichtigt, um die Zahl der verschiedenen Profile möglichst zu beschränken. Im vorliegenden Fall genügen zwei, von denen das stärkere nach Massgabe der Knickbelastung des Stabes 1, das schwächere auf Grund der Zugkraft im Stabe 2 zu bestimmen ist, und von denen das erste dann weiterhin für den Stab 3 und 7, sowie im Hinblick auf den äusseren Eindruck des Auslegerbockes auch für den Stab 9 gewählt wird, während das Profil für den Stab 2 auch für 4, 5 und 6 benutzt werden kann.

Die auf Knickung beanspruchten Konstruktionsglieder sind in ihren Endpunkten durch die Vernietungen der Knotenpunkte fest eingespannt. Man pflegt aber auch hier im Interesse der Steifigkeit des ganzen Gitterwerkes und im Hinblick auf die seitlichen Schwenkkräfte den ungünstigeren Fall freier Beweglichkeit um die Stützpunkte der Rechnung zugrunde zu legen, mit der hierfür gültigen Beziehung.

$$P = \frac{\pi^2 \cdot \Theta}{\mathfrak{S} \cdot \alpha \cdot l^2}$$

in der  $P$  die Knickbelastung in kg,

$\Theta$  das massgebende äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnitts,

$l$  die Stablänge in cm,

$\alpha$  den Dehnungskoeffizienten des Materials

und  $\mathfrak{S}$  den sogenannten Sicherheitskoeffizienten bezeichnet, der meist = 10 gewählt wird.

Im vorliegenden Fall erhält man für den Stab 1 mit  $P = S_1 = 4,732 Q$  und mit  $Q = 2000$  kg für jede Auslegerhälfte,  $P \sim 9500$  kg,  $l = 590$  cm,  $\alpha = 1 : 2000000$  für Schmiedeeisen, und  $\mathfrak{S} = 10$

$$\Theta = \frac{P \cdot \mathfrak{S} \cdot \alpha \cdot l^2}{\pi^2} = \frac{9500 \cdot 10 \cdot 590^2}{2000000 \cdot \pi^2} \sim 1654,$$

\*) Mehrfach pflegt man 150 kg/qm Winddruck für voll belastete und 250 kg/qm für leere Krahne in Rechnung zu stellen, unter der Annahme, dass bei 250 kg/qm, d. h. bei Sturm mit den Krahnen nicht gearbeitet werden kann. Im übrigen ist der Winddruck sowohl in der Richtung parallel zum Ausleger, wie senkrecht dazu zu bestimmen, um u. a. auch die grösste Resultante der horizontalen Schwenklagerbelastung aus Winddruck und Reaktion gegen das Kippmoment der Last und des Eigengewichts zu ermitteln.

wofür als nächstliegender Werth das  $\square$ -Eisen-Normalprofil No. 20 mit  $\theta = 1927$  zu wählen ist, das 25,2 kg für das laufende Meter wiegt.

Die Zugbelastung des Stabes 2,  $S_2 = 3,346 Q = 3,346 \cdot 2000 = 6692$  kg erfordert bei einer Zuganstrengung des Materials mit 350 kg/qcm einen Stabquerschnitt

$$f = \frac{6692}{350} \sim 19 \text{ qcm.}$$

Hierfür reicht das  $\square$ -Eisen N.P. 14 mit  $f = 20,4$  qcm, dessen Eigengewicht 15,9 kg für das laufende Meter beträgt.

Bei Verwendung dieser Profile für die einzelnen Stäbe in der oben angegebenen Weise treten die in Fig. 507 eingetragenen Belastungen der Knotenpunkte durch das Eigengewicht auf, da jeder Stab die Hälfte seines Gewichtes auf jeden der beiden zugehörigen Knotenpunkte absetzt.

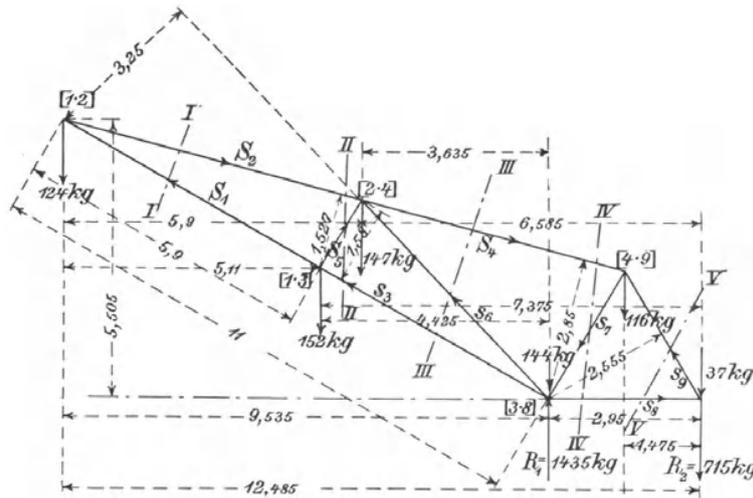


Fig. 507.

Hieraus folgen die Kippreaktionen in den Stützpunkten I und II

$$R_1 = \frac{124 \cdot 12,485 + 152 \cdot 7,375 + 147 \cdot 6,585 + 144 \cdot 2,95 + 116 \cdot 1,475}{2,95}$$

$$R_1 = 1435 \text{ kg}$$

$$\text{und } R_2 = \frac{124 \cdot 9,535 + 152 \cdot 4,425 + 147 \cdot 3,635 - 116 \cdot 1,475 - 37 \cdot 2,95}{2,95}$$

$$R_2 = 715 \text{ kg.}$$

Die einzelnen Kräfte in den Stäben bestimmen sich nach dem Ritter'schen Verfahren in folgender Weise:

Schnitt I I, Momentengleichung für den Knotenpunkt (2·4)

$$1,58 S_1 = 5,9 \cdot 124 \text{ und hieraus } S_1 = 463 \text{ kg Druck.}$$

Momentengleichung für den Knotenpunkt (1·3)

$$1,527 S_2 = 5,11 \cdot 124, \text{ folglich } S_2 = 415 \text{ kg Zug.}$$

Schnitt II II, Momentengleichung für den Knotenpunkt (1·2)

$$5,9 S_3 = 5,11 \cdot 152, \quad S_3 = 132 \text{ kg Zug.}$$

Momentengleichung für den Knotenpunkt (2·4)

$$1,58 S_3 = 5,9 \cdot 124 + (5,9 - 5,11) 152 \quad S_3 = 539 \text{ kg Druck.}$$

Schnitt III III, Momentengleichung für den Knotenpunkt (1·2)

$$3,25 S_6 = 5,11 \cdot 152 + 5,9 \cdot 147 \quad S_6 = 506 \text{ kg Druck.}$$

Momentengleichung für den Knotenpunkt (3·8)

$$2,85 S_4 = 9,535 \cdot 124 + (9,535 - 5,11) 152 + (9,535 - 5,9) 147 \quad S_4 = 838 \text{ kg Zug.}$$

Schnitt V V

Die für diesen Schnitt zu berechnenden Stabkräfte  $S_6$  und  $S_5$  ermitteln sich am kürzesten aus der Betrachtung des rechts vom Schnitt liegenden Stabwerks und zwar aus der Momentengleichung um den Knotenpunkt (3·8)

$$2,555 S_0 = 2,95 (37 + 715) \quad S_0 = 868 \text{ kg Zug,}$$

und aus der Momentengleichung um den Knotenpunkt (4·9)

$$2,555 S_8 = 1,475 (37 + 715) \quad S_8 = 434 \text{ kg Druck.}$$

Schnitt IV IV, Momentengleichung um den Knotenpunkt (1·2)

$$11 S_7 = 9,535 (1435 - 144) - 5,505 S_8 - 5,9 \cdot 147 - 5,11 \cdot 152.$$

Hieraus folgt mit dem vorstehenden Werth von  $S_8$

$$S_7 = 752 \text{ kg Druck.}$$

Diese Werthe erhöhen sich noch durch das bisher nicht berücksichtigte Eigengewicht der flachliegenden Diagonalverbände, das sich ebenfalls auf die einzelnen Knotenpunkte vertheilt und in seinen Wirkungen, nach Massgabe der vorstehenden Rechnungen, bestimmt werden kann.

Aus den ermittelten Werthen folgen mit  $Q = 2000$  für jede Auslegerhälfte die resultirenden Krahnkippreaktionen

$$R_1^1 = 4,342 Q + 1435 = 10120 \text{ kg}$$

$$\text{und } R_2^1 = 3,342 Q + 715 = 7400 \text{ kg}$$

sowie die resultirenden Stabkräfte

$$S_1^1 = 4,732 Q + 463 = 9930 \text{ kg Druck} \quad S_5^1 = \dots \dots \dots 132 \text{ kg Zug}$$

$$S_2^1 = 3,346 Q + 415 = 7110 \text{ kg Zug} \quad S_6^1 = \dots \dots \dots 506 \text{ kg Druck}$$

$$S_3^1 = 4,732 Q + 539 = 10000 \text{ kg Druck} \quad S_7^1 = 2,75 Q + 752 = 6550 \text{ kg Druck}$$

$$S_4^1 = 3,346 Q + 838 = 7530 \text{ kg Zug} \quad S_8^1 = 2,883 Q + 434 = 6200 \text{ kg Druck}$$

$$S_9^1 = 3,766 Q + 868 = 8400 \text{ kg Zug.}$$

Unter Berücksichtigung der verschiedenen Längen und Belastungen der mit dem  $N \cdot P 14$  ausgeführten Druckstreben findet man die grösste Knickanstrengung im Stabe 1 und seinen Sicherheitskoeffizienten

$$\sigma = \frac{\pi^2 G}{S_1^1 \alpha l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 1927 \cdot 2000000}{9930 \cdot 590^2} \sim 11$$

also sehr reichlich. Die grösste Zugsanstrengung erleidet der Stab 4 mit dem Normalprofil 14 bei 20,4 qcm Querschnitt durch 7530 kg Belastung mit

$$k_z = \frac{7530}{20,4} = \sim 370 \text{ kg/qcm.}$$

### 8. Speicher- und Werkstättenkrahne mit drehbarer Säule.

#### Magazinkrahne mit getrennt aufgestellter Winde von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.

Die Magazinkrahne werden, wie in Skizze Fig. 508, S. 606, in Konsolen an der Aussenseite von Speichern oder Magazinen gelagert, um Waren ausserhalb des Gebäudes frei aufzuwinden und in Ladeluken abzusetzen, die innerhalb des Schwenkbereiches des Krahnnes für die einzelnen Lagerböden vorgesehen sind, und neben der Förderbahn liegen. Die Lastwinde wird meist getrennt vom Krahngerüst im Innern des Gebäudes aufgestellt, weil sonst bei hochstehenden Krahnnes ein besonderer Ausbau für den Standort der Arbeiter nothwendig würde, oder die Luke so breit angelegt werden müsste, dass der Krahn noch innerhalb der Lukenöffnung selbst Platz findet. Man wählt die getrennte Aufstellung zum Theil auch bei tiefstehenden Gebäudekrahnen für Eisenbahngüterschuppen, wenn der Ladesteg vor dem Schuppen so schmal ist, dass er nicht ausreichenden Platz für die freie Bedienung einer unmittelbar im Krahngerüst angeordneten Winde gewährt.

Stabile und labile Krahnstellung. Der Ketten- oder Seillauf verlangt bei der Ausführungsweise nach der Skizze Fig. 508 in der Nähe des oberen Krahnzapfens ein Leitrollenpaar, um die Seil- oder Kettenablenkung beim Krahnswenken selbstthätig dem Drehwinkel des Auslegers möglichst genau anzupassen und störend grosse, seitliche Ablenkungen aus der Mittelebene der Kopfrolle zu vermeiden. Die Lage dieser Schwenkleitrollen, in bezug auf die Krahndrehachse, ist von wesentlichem Einfluss auf die Drehbarkeit des Krahnnes und bedarf einer genaueren Untersuchung.

Bezeichnet in dem schematischen Grundriss des Krahnkes, Fig. 509, S. 607, dessen übertrieben ungünstige Verhältnisse die massgebenden Einflüsse deutlicher veranschaulichen,

- A* die Projektion der Krahdrehachse,
- C* die Projektion der Schwenkleitrollenachse,
- AD* die Projektion des Auslegers in seiner Mittelstellung,
- AF* die Projektion des Auslegers in seiner Grenzlage, senkrecht zu *AD*,
- l* den Halbmesser des Auslegerschwenkkreises,
- d* den Leitrollendurchmesser,
- $a = AB$  den Abstand der Leitrollenachse von einer senkrecht zur Mittelstellung des Auslegers *AD* durch die Drehachse *A* gelegten Geraden,

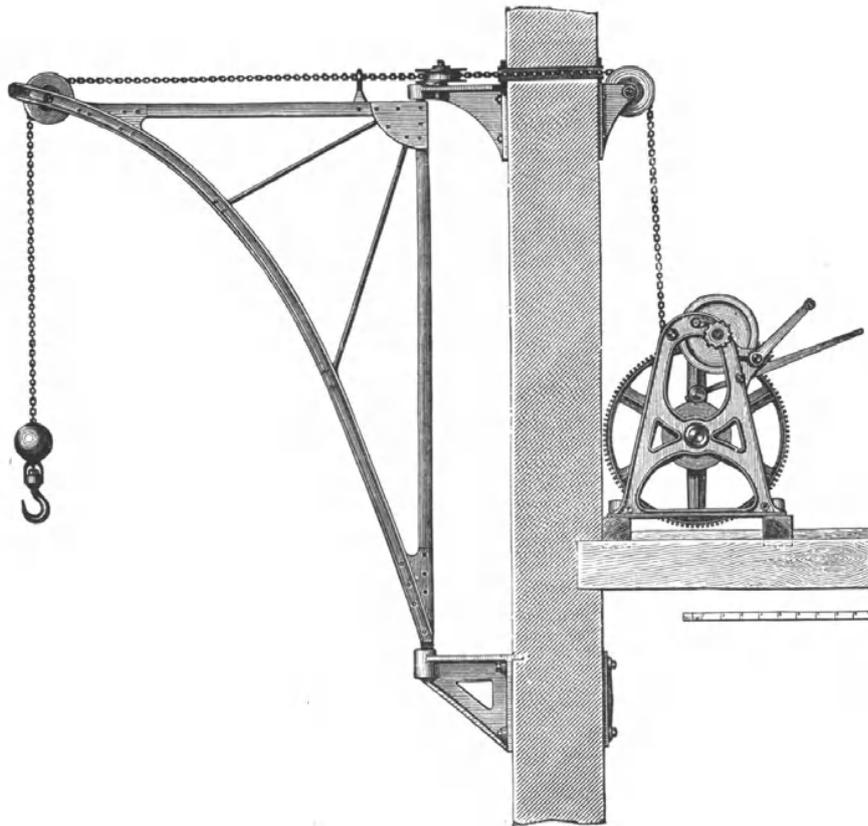


Fig. 508.

so erkennt man zunächst für den Sonderfall  $a = 0$ , dass beim Schwenken des Krahnkopfes von *D* nach *F* die Seilrichtung mit dem Ausleger einen wachsenden Winkel bildet. Das Seil wird durch theilweises Aufwickeln um die Leitrolle beim Schwenken aufgeholt, die Last also gehoben. Der schiefe Seilzug sucht den Ausleger jederzeit selbstthätig in die Mittelstellung zurückzuziehen, die in diesem Fall die einzige stabile Drehlage bildet. Bei 2000 mm Schwenkkreishalbmesser und nur 200 mm Leitrollendurchmesser, beträgt die Lasthebung beim Schwenken bis in die Grenzlage 60 mm und wächst mit grösserem Leitrollendurchmesser noch erheblich.

Wenn man andererseits die Leitrollenachse *C* so weit nach rechts rückt,

dass  $a = \frac{d}{2}$  wird, und der Rollenumfang die äusserste Schwenklage des Auslegers  $AF$  berührt, so tritt beim Verlassen der Mittellage ein schiefer Seilzug gegen den Ausleger auf, der den Krahne selbstthätig in die Grenzlage  $AF$  zu schwenken sucht, wo der Seilzug erst wieder mit der Auslegerrichtung zusammenfällt.

Dem nach der Grenzstellung gerichteten Seilzug mit selbstthätiger Schwenkung entspricht eine stetige Verkürzung der Seilstrecke zwischen der Ablaufstelle  $B$  an der Leitrolle und dem Krahnekopf, d. h. ein Sinken des Lasthakens. Die Mittelstellung des Krahnes ist labil, und die stabile Drehlage fällt mit der äussersten Stellung  $AF$  zusammen. Auch diese Anordnung ist also für den Betrieb unbrauchbar, weil der Krahne beim freien Lastheben selbstthätig nach dem Gebäude zu umschwenkt.

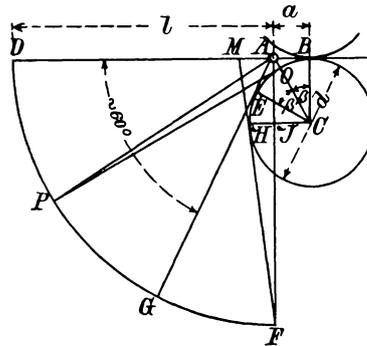


Fig. 509.

Die verhältnissmässig günstigste Lage der Leitrollen erreicht man für den Abstand  $a = AB$  unter der Bedingung, dass die Seillänge  $BAD$  für die Mittelstellung des Auslegers gleich der Seillänge  $BHF$  in der äussersten Schwenklage, bei theilweiser Umspannung der Leitrolle ist. Für diesen Fall entspricht die stabile Drehlage des Auslegers der Tangirungsrichtung  $AG$  und die labile der Mittelstellung  $AD$ . Wenn man den Ausleger aus der Mittelstellung von  $D$  nach  $G$  dreht, bildet der Seilzug mit dem Ausleger einen Winkel, der die selbstthätige Bewegung bis zum Punkte  $G$  anstrebt, wo der Winkel wieder auf  $0^\circ$  zusammengeschrumpft ist. Schwenkt man den Krahne über  $G$  hinaus nach  $F$ , so fällt der Seilzug auf die andere Auslegerseite, und es entsteht ein wachsendes, selbstthätiges Rückdrehmoment. Während des Schwenkens durch den Bogen  $DG$  senkt sich der Lasthaken, steigt aber, nach der vorangestellten Grundvoraussetzung gleicher Seillängen für die Anfangs- und Endstellung, um denselben Betrag wieder in die Höhe, wenn der Auslegerkopf  $G$  nach  $F$  wandert. Durch den Ausgleich der Längenänderungen des Seiles zwischen dem Auslegerkopf und der Ablaufstelle an den Leitrollen, werden die grösste auftretende Längenänderung und die senkrechte Lastbewegung während der ganzen Viertelkreisschwenkung auf den verhältnissmässig kleinsten Werth beschränkt und damit die Drehbarkeit des Krahnes soweit erleichtert, wie es die in Rede stehende Bauweise überhaupt ermöglicht.

Für die nachstehenden Rechnungen kann mit vollkommen ausreichender Genauigkeit angenommen werden, dass das Lastseil in der äussersten Auslegerlage  $AF$  die Leitrolle im Viertelkreisbogen  $BH$  umspannt und von  $H$  geradlinig nach  $F$  läuft, während, streng genommen, von  $F$  eine Tangente an den Leitrollenkreis zu ziehen wäre, und die Leitrollenumspannung von  $B$  bis zum Berührungspunkt dieser Tangente den Viertelkreis etwas überschreitet. Die Annäherungsannahme fällt selbst für diese sehr übertrieben ungünstig gewählten Verhältnisse zwischen  $d$  und  $l$ , in der Zeichnung für das Auge mit der genauen vollständig zusammen. Wir erhalten dann

$$a + l = \frac{\pi d}{4} + \sqrt{HJ^2 + FJ^2} = \frac{\pi d}{4} + \sqrt{\left(\frac{d}{2} - a\right)^2 + \left(l - \frac{d}{2}\right)^2}$$

$$\left(a + l - \frac{\pi d}{4}\right)^2 = \left(l - \frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{d}{2} - a\right)^2$$

$$a = \frac{ld \left( \frac{\pi}{2} - 1 \right) - d^2 \left( \frac{\pi^2}{16} - \frac{1}{2} \right)}{2l - d \left( \frac{\pi}{2} - 1 \right)} = \frac{l - \frac{d}{8} \left( \frac{\pi^2 - 8}{\pi - 2} \right)}{\frac{4}{\pi - 2} \cdot \frac{l}{d} - 1}$$

$$a \approx \frac{l - 0,2 d}{3,5 l - d} d \quad \dots \dots \dots 420.*)$$

Bei anderer Schreibweise der Gleichung

$$a = \frac{d \left( 1 - \frac{0,2 d}{l} \right)}{3,5 - \frac{d}{l}} \quad \dots \dots \dots 420a.$$

erkennt man aus dem verhältnissmässig sehr kleinen Einfluss der Glieder  $\frac{0,2 d}{l}$  gegenüber 1 und  $\frac{d}{l}$  gegenüber 3,5, dass  $a$  nahezu proportional  $d$  und ziemlich unabhängig von  $l$  ist.

Die grösste Lastsenkung  $f$  während des Schwenkens ermittelt sich aus dem Unterschied der Seillänge zwischen Auslegerkopf und Ablaufstelle an der Schwenkleitrolle für die labile Mittelstellung und für die stabile Drehlage des Auslegers. Da  $AE = AB = a$  ist, folgt

$$f = BD - BEG = l + a - (l - a - \widehat{EB})$$

$$f = 2a - \widehat{EB} \quad \dots \dots \dots 421.$$

d. h. gleich der Differenz der Summe der Tangenten von der Krahdrehachse an die Schwenkleitrolle und dem von den Tangenten eingeschlossenen Rollenumfangsbogen.

Bezeichnet  $2\beta$  den zum Bogen  $\widehat{EB}$  gehörigen Centriwinkel, so ist mit Gleichung 420a

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{AB}{CB} = \frac{a}{\frac{d}{2}} = \frac{2 \left( 1 - \frac{0,2 d}{l} \right)}{3,5 - \frac{d}{l}} \quad \dots \dots \dots 422.$$

Der Winkel  $\beta$  ist für verschiedene Werthe von  $l$  zwischen 1000 und 3000 mm in beliebiger Verbindung mit Werthen von  $d$ , zwischen  $d = 150$  und  $d = 400$  mm, nahezu übereinstimmend  $= 30^\circ$ , mit Abweichungen  $< 1^\circ$ , so dass ganz allgemein

$$2\beta = 60^\circ \quad \dots \dots \dots 423.$$

gesetzt werden darf. Die stabile Drehlage des Krahnens  $AG$  weicht für alle in Betracht kommenden Ausführungsverhältnisse um  $60^\circ$  von der labilen Mittelstellung ab, wenn  $a$  mit dem Grenzwert übereinstimmend nach Gleichung 420 gewählt wird. Alsdann ist weiter

$$\text{Bogen } \widehat{EB} = \frac{\pi d}{6} \quad \dots \dots \dots 424.$$

und die grösste Lastsenkung während des Schwenkens mit Gleichung 420 und 421

$$f = \frac{2 d (l - 0,2 d)}{3,5 l - d} - \frac{\pi d}{6} \quad \dots \dots \dots 425.$$

\*) Wenn man  $a <$  als den Werth der rechten Seite der Gleichung wählt, so rückt die stabile Drehlage des Auslegers näher an die Mittelstellung, und das benutzbare Arbeitsfeld des Krahnens wird, wie aus den weiter unten folgenden Erörterungen hervorgeht, hierdurch etwas vergrössert, aber gleichzeitig auch das Einschwenken in die Luke durch grössere Lasthebung beim Schwenken erschwert, so dass diese Verlegung nur in beschränktem Masse zulässig ist und in jedem Fall auf die Erschwerung der Krahdrehbarkeit untersucht werden muss, wofür die weiteren Rechnungen den Weg zeigen.

Hiermit erhalten wir für verschiedene Werthe von  $d$  und  $l$  folgende Zusammenstellung der zugehörigen Werthe von  $f$  in mm:

Rollendurchm. $d$ in mm = 400		300	250	200	150	
Krahn- ausladung $l =$	3000 mm	$f = 21,5$	$f = 15,9$	$f = 13,1$	$f = 10,3$	$f = 7,4$
	2000 "	" = 23,1	" = 16,9	" = 13,7	" = 10,7	" = 7,6
	1000 "	" = 27,9	" = 19,3	" = 15,3	" = 11,7	" = 8,2

Aus dieser Übersicht ist zu entnehmen, dass die Neigung des Krahns, selbstthätig in die stabile Drehlage einzuschwenken, mit der Schwenkleitrollengrösse wächst, und dass es sich empfiehlt, selbst für grosse Krahn- ausladungen

$$d \leq 250 \text{ mm} \dots \dots \dots \mathbf{426.}$$

zu wählen.

Hieraus folgt aber weiter, dass sich die ganze Anordnung für Drahtseile, die grössere Rollen verlangen, nicht eignet, und hierfür die Bauart mit Seilablenkung in der Richtung der Drehachse des Krahns zu wählen ist. — Vergl. Taf. 32, Fig. 10.

Für alle Auslegerstellungen zwischen der labilen und stabilen Drehlage wird der Hebelarm  $y$  des Kettenzuges inbezug auf die Drehachse am grössten, wenn der Zug in die Richtung von  $PO$ , Fig. 509, S. 607, senkrecht zu  $CA$  fällt, d. h. der Ausleger um  $30^\circ$  aus der Mittelstellung geschwenkt ist. Für diesen Fall erhält man

$$\max y = AO = AC - CO = \sqrt{a^2 + \frac{d^2}{4}} - \frac{d}{2}$$

Mit der Bezeichnung  $Q$  für den Kettenzug folgt das grösste selbstthätige Schwenkmoment in der Mittelstellung zwischen der labilen und stabilen Drehlage

$$\max M = Q \left[ \sqrt{a^2 + \frac{d^2}{4}} - \frac{d}{2} \right] \dots \dots \dots \mathbf{427.}$$

und beispielsweise für  $l = 2000$  mm,  $d = 200$  mm, nach Gl. 420  $a = 57,7$

in diesem Fall  $\max M = 16 Q$  kgmm.

Auch dieser Werth wächst infolge der angenäherten Proportionalität zwischen  $a$  und  $d$  mit zunehmendem  $d$ , mahnt also, wie bereits oben mittelbar angedeutet, zur Beschränkung von  $d$ .

Bei gut montirten Krahnen überwiegt das selbstthätige Kettenzugmoment die Zapfenreibungsmomente, und der Ausleger wandert, wenn er seine labile Mittelstellung verlässt, voraussichtlich über  $P$  hinaus in die Nähe der stabilen Drehlage  $AG$  bis in die Stellung, wo das allmählich abnehmende Kettenzugmoment mit den Bewegungswiderständen ins Gleichgewicht tritt. Mit Rücksicht hierauf ist bei Ausführungen darauf zu rechnen, dass der Ausleger frei drehbarer Magazinkrahne mit horizontalen Schwenkleitrollen etwa erst in der Mitte zwischen  $G$  und  $P$  in der Ruhelage verharrt, d. h. etwa unter  $45^\circ$  gegen die Mauerfläche, und dass demnach beim freien Aufsteigen der Last, der Abstand des Lashakens von der Drehachsebene parallel zur Mauerfläche nur

$$l \sin 45^\circ = 0,7 l$$

beträgt. Es ist demnach vor allem für hochstehende Magazinkrahne dieser Bauart die Ausladung sehr reichlich zu wählen, um Anstreifen dr auf-

steigenden Lasten zu verhüten, wenn der Krahn nicht durch ein besonderes Schwenktriebwerk gesteuert wird.

Für den grössten Ausschlag ist bei der Annäherung, mit der  $AM$  senkrecht auf  $MF$  steht, das selbstthätige Rückdrehmoment

$$M = Q \cdot \overline{MA} = Q \cdot HJ \frac{l}{l - \frac{d}{2}} = Q \frac{\frac{d}{2} - a}{l - \frac{d}{2}} \cdot l \quad . \quad . \quad . \quad 428.$$

Mit den oben benutzten Werthen  $d = 200$  mm,  $l = 2000$  mm und  $a = 57,7$  mm wird

$$M = 44,5 Q \text{ kgmm},$$

so dass der Krahn zum Absetzen der Last jedenfalls festgehalten werden muss.

Die Neigung zum selbstthätigen Schwenken verschwindet vollkommen, wenn man, wie in Fig. 10, Taf. 32, die Lastkette durch eine senkrechte Leitrolle vom Ausleger zunächst in die Krahdrehachse und erst durch eine zweite Leitrolle nach der Winde ablenkt. Bei Drahtseilen, für welche diese Bauart, wie bereits betont, unbedingt den Vorzug verdient, ist es wünschenswerth, die senkrechte Seilstrecke in der Krahdrehachse möglichst lang zu wählen, um das Seil beim Krahschwenken möglichst wenig zu verwinden. Man führt dann den Spurzapfen und den Lagertopf mit hohlem Kern aus und führt das Seil durch die Zapfenachse bis zu einer tiefer liegenden Leitrolle. Der Krahn selbst ist also für solche Fälle je nach Bedarf höher zu rücken.

#### Lagerkonstruktionen für Speicherkrahne von Dinglinger.

Die Fig. 1 bis 7 auf Taf. 32 stellen das Spurzapfen- und Kopfhalslager eines Speicherkrahns für 1500 kg Tragkraft und 2,6 m Ausladung dar, nach einer von Dinglinger in Coethen für den hydraulischen Betrieb des Stuttgarter Lagerhauses gelieferten Ausführung. Im Hinblick auf die an sich schwierige genaue Montage der beiden getrennten, in freier Höhe aussen am Mauerwerk verankerten Lagerkonsolen, ist die Erleichterung durch das obere Kugelpfannenlager besonders beachtenswerth, weil es sich selbstthätig richtig nach dem Spurzapfen einstellt, sobald nur seine Mitte in die Richtung der Drehachse fällt. Der Krahn zeichnet sich durch leichte Schwenkbarkeit aus, so dass auf ein ursprünglich in Aussicht genommenes und in der Zeichnung angedeutetes Drehtriebwerk mit Kegelrädern verzichtet werden konnte, trotzdem der Krahn 9 m über dem Ladesteg steht und nur am frei herunterhängenden Seil von unten herumgeschwenkt werden kann.

Das Lastseil läuft von dem Ausleger durch die Krahdrehachse und den hohlen Spurzapfen nach der hydraulischen Betriebsmaschine. Die hierdurch bedingte Ringstützzapfenkonstruktion hält sich sehr gut in Schmiebung und trägt unzweifelhaft wesentlich zu der leichten Drehbarkeit bei. Das Krahngerüst ist mit voller Druckgurtung und mit Stabgitterwerk in den Wangen ausgeführt.

#### Wanddrehkrahne mit Kettennusswinde für Warenschuppen.

Fig. 8 u. 9, Taf. 32, veranschaulichen einen Wandkrahne von Gebrüder Weismüller, der in ähnlicher Weise auch von anderen Fabriken vielfach für tiefstehende Magazinkrahne ausgeführt wird und durch eine Kettennusswinde mit kalibrirter Kette sehr gedrängt gebaut ist. Die ablaufende Kette fällt in den Blechkasten zwischen Auslegerstrebe und Krahsäule.

#### Magazinkrahne im Innern von Speichern mit Schwenkwerk.

Statt der aussen an den Umfassungsmauern in der Höhe frei angebauten Magazinkrahne, die den Vortheil bieten, die Lasten unmittelbar aus

Schiffen oder von Fahrzeugen hochnehmen zu können, findet man theilweis den innern Krahnbetrieb wegen seiner grösseren Gefahrlosigkeit vorgezogen. Den sonst für Innenanlagen üblichen Aufzügen mit Förderschalen gegenüber bieten derartige Speicherkrahne den Vortheil billigerer Gesamtanlage, weil Schachtverkleidungen, Förderkörbe und Führungen fortfallen. Der Krahn wird im höchsten Geschoss aufgestellt, durch eine unten aufgestellte Winde mit Elektromotor betrieben und fördert durch Luken in den einzelnen Stockwerken, die bei ruhendem Betrieb durch doppelflügelige Bodenklappen verschlossen sind. Verbindungsketten zwischen den gegenüberstehenden Klappenecken hängen bei geschlossenen Klappen frei nach unten durch, spannen sich aber andererseits, wenn die Klappen aufgeschlagen werden, wagerecht als Schranken und bilden mit den Klappenflügeln in einfachster Weise eine allseitige Schutzumfriedigung der Luke für den Betrieb, über welche die Lasten am Krahnhaken gefahrlos auf den Speicherboden hineingezogen oder von dort aufgenommen werden können. Zum Herumschwenken des Krahnes an die Lukenkanten genügt ein einfaches Stirnräderwerk am Krahnfuss mit senkrecht durch alle Stockwerke geführter Ritzelwelle und aufgekeilten Handrädern für jeden Speicherboden. Ebenso lässt sich auch der Windenmotor von jeder Förderstelle aus durch einen durchlaufenden Steuerseilzug an- und abstellen, der am besten mit einem sogenannten Selbstanlasser verbunden wird, um das Ansteuern von Hand auf die erste Anlaufstufe zu beschränken und das regelrechte Kurzschliessen der weiteren Anlassenstufen dem Steuerapparat selbst zu überlassen. — Vergl. z. B. die Selbstanlasser von Schuckert Bd. II, S. 347 u. 352.

Ein solcher Magazinkrahn von Butz & Seitz in Mannheim für das städtische Lagerhaus in Dortmund findet sich in dem Aufsatz von H. Hoffmann „Die Betriebseinrichtungen des Dortmunder Hafens“ Z. d. V. d. I. 1901, S. 954.

#### **Richtbaumwinde von Möller & Blum.**

Die Maschinenfabrik von Möller & Blum in Berlin rüstet den hölzernen, bei gewöhnlichen Hausbauten vielfach zum Aufziehen von Balken benutzten Richtbaum, nach Fig. 510, S. 612, mit einer Kurbelwinde aus, die sich auf dem nach unten verlängerten Ausleger bequem anbringen lässt. Auch hier ist der Forderung derartiger Hebezeuge für Bauzwecke in einfacher Weise genügt, dass alle Theile leicht auseinander genommen und in beschränkten Gewichtsgrössen transportirt werden können, um die Maschine an anderen Orten wieder zu verwenden.

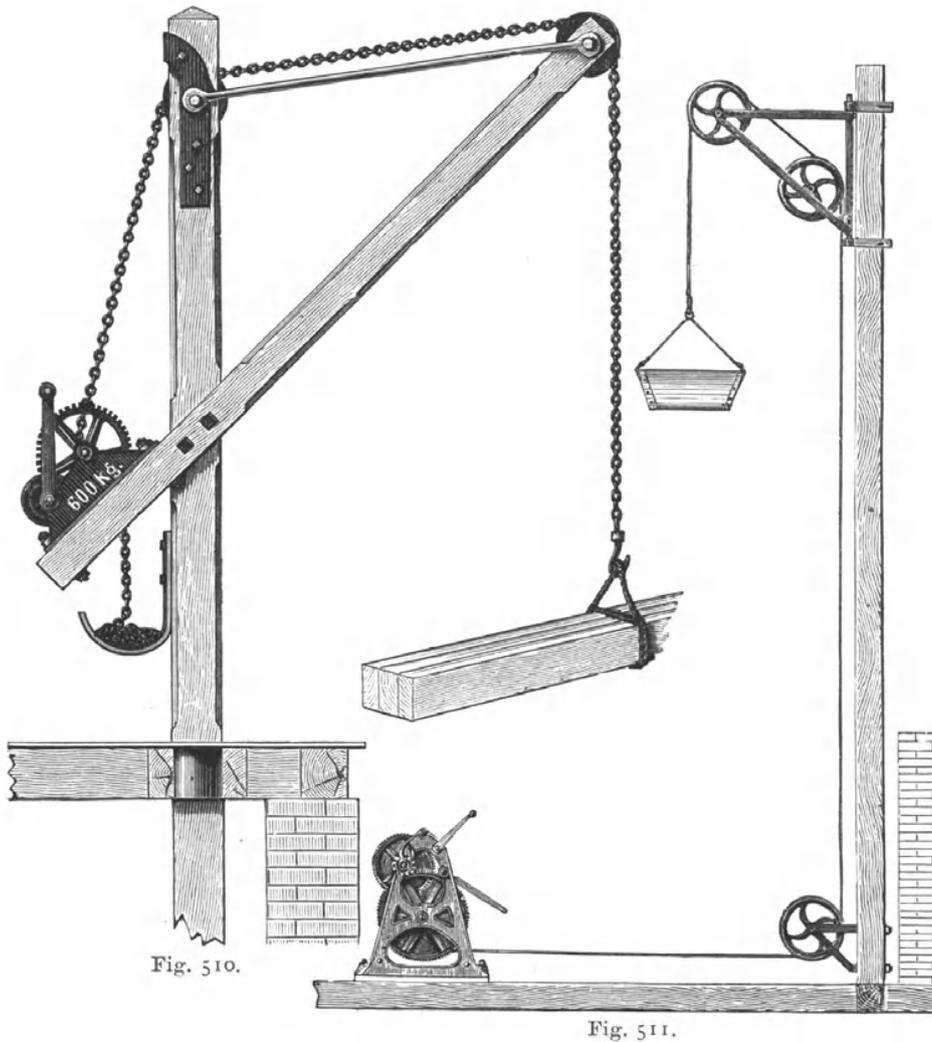
#### **Schwenkkrahn für Baumaterialien-Aufzüge von Gebr. Weismüller.**

Für leichte Baumaterialienaufzüge lassen sich kleine Schwenkkrahne mit Vortheil in der Weise verwenden, wie Fig. 511, S. 612, zeigt. Der Krahn selbst wird an einem Gerüstbaum festgeklammert und kann je nach Bedürfniss leicht mit wachsender Bauhöhe höher gerückt werden. Die Winde steht unten. Die Anordnung der Seilleitrollen ist aus der Skizze ersichtlich.

In England und Amerika werden die Hochbauten fast ausschliesslich mit Schwenkkrahnen ausgeführt, die durch lange Ausleger ein grosses Arbeitsfeld beherrschen und den sonst für fahrbare Krahne erforderlichen schweren und umfangreichen Gerüstbau auf einen oder mehrere schlanke Gerüsttürme beschränken. Der Versuch von Weismüller, diese für grössere Bauausführungen mit Dampf oder Elektrizität betriebenen Krahne in Deutschland einzubürgern, hat leider bis jetzt wenig Erfolg gehabt. \*) Zahlreiche Skizzen und Einzelheiten der Eckverbindungen, der Ausleger-

\*) Centralblatt der Bauverwaltung 1885, S. 353; 1896, S. 485; 1898, S. 249.

befestigung u. s. f. für solche Thurmgerüstkrahne, die mit dem Fortschreiten des Baues höher gesetzt werden, sind im Engineering Record



1897 bis 1899 veröffentlicht. \*) Auch in der Schweiz findet der feststehende Drehkrahne für Neubauten mehr Verwendung, als bei uns. \*\*)

#### u. Drehkrahne mit Laufkatze.

##### Giessereikrahne für 2000 kg mit Handbetrieb.

Die Giessereikrahne müssen die Bedingung erfüllen, dass sie Lasten innerhalb ihres Arbeitsfeldes von jedem beliebigen Punkt aufnehmen und ebenso beliebig versetzen können. Drehkrahne sind daher für diesen Zweck mit wagrechtem Ausleger und Laufkatze auszurüsten. Fig. 1 u. 2, Taf. 33, veranschaulichen die gewöhnliche Ausführungsweise leichter Krahne dieser

\*) Engineering Record April 1897, S. 429; Juni 1897, S. 10 u. 28; Oktober 1897, S. 429; Mai 1898, S. 514 u. 520; Oktober 1898, S. 474 (fahrbarer französischer Thurmgerüstkrahne); November 1898, S. 564; Januar 1899, S. 120.

\*\*) Centralblatt der Bauverwaltung 1898, S. 348.

Bauart, im vorliegenden Fall für 2000 kg Nutzlast. Das Krahngerüst besteht aus  $\square$ -Eisen mit einer geraden Strebe für den Ausleger. Die Krahnssäule wird oben in einem Wandarm, unten in einem Spurzapfentopf gelagert.

Die Last hängt an dem Haken einer losen Rolle, deren Kettenschlinge über zwei Leitrollen in der Laufkatze rechts nach dem freien Auslegerkopf geführt und dort befestigt ist, während das linke Kettentrum von der Laufkatze über eine weitere Leitrolle an der Krahnssäule nach der Lastwinde geht. Die Berechnung der Lastwinde mit auswechselbarem Vorgelege und Sperrradbremse bietet nichts Neues. Ihre Übersetzungsverhältnisse und Zahnradtheilungen sind aus der Zeichnung zu entnehmen. Das Wechselrädervorgelege ist so bestimmt, dass die volle Last, ebenso wie die Hälfte, mit gleichem Kurbeldruck gehoben werden.

Die Laufkatze wird mittelst einer kalibrierten Kette ohne Ende, durch Antrieb des linksseitigen Daumenrades verschoben, dessen Stirnrädervorgelege

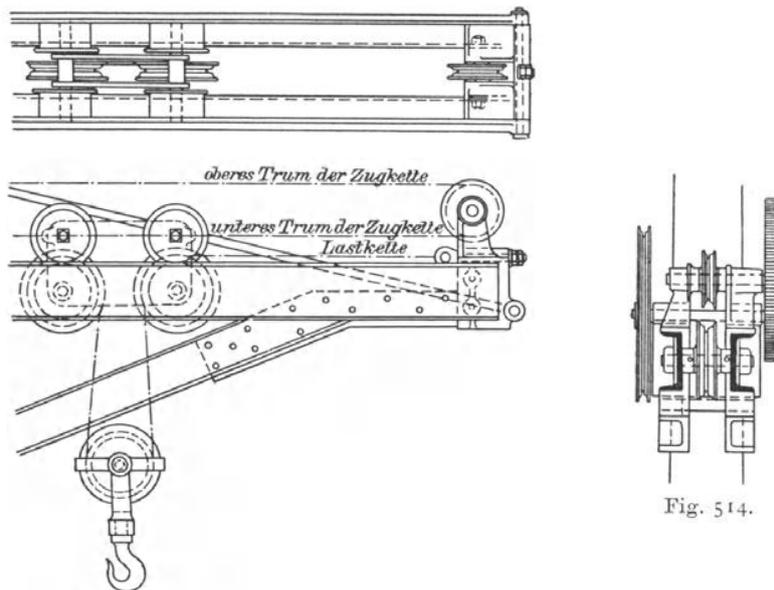


Fig. 512 u. 513.

Fig. 514.

durch sein Haseplrad mit Zichkette von unten in Thätigkeit gesetzt werden kann. Die hierbei auftretenden Bewegungswiderstände sind nachstehend, Seite 618 u. f. erörtert. Die vollständige Darstellung einer ähnlich gebauten Laufkatze ist den Fig. 1 bis 3, Taf. 68, zu entnehmen, aber die Ausführung erscheint selbst für Handbetrieb weniger steif als wünschenswerth. Statt der leichten, biegsamen Flacheisen und der einfachen Querversteifung durch Stehbolzen verdienen  $\square$ -Eisen mit horizontalen Ecklaschen oben und unten für den Katzenrahmen unbedingt den Vorzug, weil die wagerechten Spurkranzkräfte der Laufräder das Gestell eckend beanspruchen, und sich die Fahrwiderstände erheblich erhöhen, sobald durch Deformationen des Rahmens im Laufwerk Klemmungen auftreten.

Die Zugkettenebene liegt ausserhalb der Mittelebene der Laufkatze, die für die Lastkette frei bleiben muss. Will man den hierbei auftretenden einseitigen Zug vermeiden und deshalb die Kette in der Mitte anordnen, so sind die Leitrollen für die Lastkette und die Laufrollen nach Skizze Fig. 512 bis 514, auf getrennten Achsen in der Laufkatze unterzubringen, so dass der Zugkettenlauf ganz oberhalb der Lastkette liegt. Stuckenholz

verlegt für denselben Zweck den Lauf der Katzenzugketten in eine horizontale Ebene, setzt also die zugehörigen Rollen auf senkrechte Achsen. Für schwere Laufkatzen verwendet man doppelte Zugketten in gleichen Abständen von der Mittelebene der Laufkatze. Unter allen Umständen ist für die einfachen, wie für die doppelten Zugketten eine Stellvorrichtung zum Regeln ihrer Spannung anzubringen, die gewöhnlich dadurch gebildet wird, dass man die eine Befestigungsöse an der Laufkatze mit einer Schraubenspindel in die Katze einsetzt und durch ihre Mutter, nach Bedürfniss, den Abstand der Öse verkürzt oder verlängert. Doppelte Zugketten verlangen, ausserdem die Einschaltung von doppelarmigen Zugschwengeln, nach Art der gewöhnlichen Wagenscheite, um die unvermeidlichen Ungenauigkeiten grösserer Strecken kalibrirter Ketten auszugleichen.

In den Ausführungen findet man hierauf nicht überall Rücksicht genommen.

Zum Schwenken des Krahn's genügt eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette oder auch die Lastkette selbst.

#### Statische Berechnung des Krahngerüsts.

Wenn man zunächst von dem Einfluss des ganzen Krahneigengewichtes absieht, sind  
 2000 kg Nutzlast,  
 150 kg Eigengewicht der Laufkatze, einschliesslich loser Rolle, Haken, Kette u. s. f. (schätzungsweise)  
 insgesamt 2150 kg in Rechnung zu stellen.

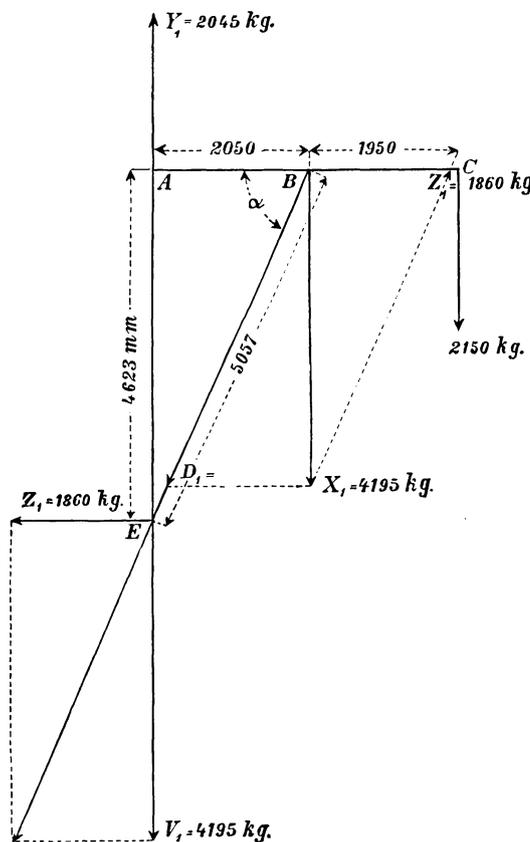


Fig. 515.

Diese Last wirkt bei der Endstellung der Laufkatze im Abstände 4000 mm von der Krahnachse. Die belastete Laufkatze ruft im Stützpunkte *B*, Fig. 515, des Auslegers einen senkrecht abwärts gerichteten Druck  $X_1$  und in *A* eine senkrecht aufwärts gerichtete Kraft  $Y_1$  hervor.

Es ist

$$X_1 = \frac{2150 \cdot 4000}{2050} = 4195 \text{ kg} \quad \text{I.}$$

$$Y_1 = \frac{2150 \cdot 1950}{2050} = 2045 \text{ kg} \quad \text{II.}$$

Diese Kraft  $Y_1$  wirkt als Zugkraft in der Krahnssäule vom Fuss der Druckstrebe bis zum Ausleger, die Kraft  $X_1$  zerlegt sich in eine Druckkraft  $D_1$  nach der Richtung der Auslegerstrebe, und in eine Zugkraft  $Z_1$  nach der Richtung des Laufkatzensträgers.

Es ist

$$D_1 = \frac{X_1}{\sin \alpha}$$

Nach den Längen der Krahn-dreieckseiten folgt aus der Figur

$$\sin \alpha = \frac{4623}{5057}$$

$$\text{mithin } D_1 = \frac{4195 \cdot 5057}{4623} = \sim 4590 \text{ kg} \quad \text{III.}$$

$$\text{und } Z_1 = \frac{X_1}{\text{tg } \alpha} =$$

$$\frac{4195 \cdot 2050}{4623} = 1860 \text{ kg} \quad \text{IV.}$$

Der Kraft  $Z_1$  im Punkte  $A$  entsprechend, wirkt im Fusspunkte  $E$  der Auslegerstrebe eine zweite Kraft von gleicher Grösse, aber entgegengesetzter Richtung, weil ja in  $A$  und  $E$  die Kräfte eines Kräftepaares angreifen müssen, das dem Kippmoment des Krahngestells das Gleichgewicht hält. Die Horizontalkraft in  $E$  ist die wagerechte Komponente der Strebenkraft  $D$ . Man kann also auch erst  $Z_1$  durch die Gleichgewichtsbedingung zwischen den statischen Momenten der Kräftepaare ermitteln und dann  $D$  berechnen durch die Beziehung  $D_1 = \frac{Z_1}{\cos \alpha}$ .

Die senkrechte Komponente von  $D_1$  im Punkte  $E$ , die Kraft  $V_1$  muss  $= X_1$  sein, also

$$V_1 = 4195 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{ V.}$$

Die Differenz der entgegengesetzten Kräfte in der Krahnsäule liefert die Druckbelastung  $P_1$  des Krahnsäulenfusses

$$P_1 = V_1 - Y_1 = 4195 - 2045 = 2150 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{ VI.}$$

Der Zapfendruck ist gleich der äusseren Krahnelastung, vermehrt durch das Eigengewicht.

Die vorstehenden Ermittlungen reichen zunächst aus, um die erforderlichen Festigkeitsabmessungen der Laufkatzen Träger und der Strebe zu bestimmen. Hieraus folgt dann auch das Gewicht und das Kippmoment desjenigen Theils des Krahngerüstes, welcher das Kippmoment der Nutzlast erhöht und dadurch auch die Horizontalkräfte der Krahnsäule vergrössert.

Laufkatzen Träger. Der Laufkatzen Träger wird durch Biegung am stärksten beansprucht. Der gefährliche Querschnitt liegt über der Angriffstelle der Auslegerstrebe. Berücksichtigt man das entlastende Biegemoment, welches die gespannte Lastkette in bezug auf den Ausleger erzeugt, so sind folgende Werthe in Rechnung zu stellen:

Gewicht der belasteten Laufkatze einschliesslich loser Rolle, Ketten und Haken	$= 2000 + 150 =$	2150 kg am Hebelarm 195 cm
Gewicht des Bocks am Ende des Trägers, schätzungsweise		30 " " " 264 "
Eigengewicht des Trägers, schätzungsweise für das Meter $2 \cdot 32$ im ganzen $2 \cdot 32 \cdot 2,64 =$	169 " " "	132 "
Zug der Lastkette gleich der halben Nutzlast	$= 1000$ " " "	30 "

Hiermit erhalten wir das gesammte Biegemoment

$$M = 2150 \cdot 195 + 30 \cdot 264 + 169 \cdot 132 - 1000 \cdot 30 = 419478 \text{ kgcm} \dots \dots \dots \text{ VII.}$$

Das Moment vertheilt sich gleichmässig auf die beiden Trägerhälften. Wir erhalten demnach für die  $\square$ -Eisen, falls  $W$  das Widerstandsmoment des zu ermittelnden Profils und  $k_b$  die zulässige Materialspannung bezeichnen,

$$W = \frac{209739}{k_b}$$

Da die ungünstigsten Verhältnisse nur ausnahmsweise auftreten, wenn die Laufkatze mit voller Belastung auch gleichzeitig im grössten Abstand von der Krahnnachse steht, wird man, ohne die Konstruktion zu gefährden, hierfür eine ziemlich hohe Materialspannung zulassen können, falls möglichst leichte Ausführung gewünscht wird. Nehmen wir als statthaften Grenzwert  $k_b = 850 \text{ kg/qcm}$ , so folgt

$$W = \frac{209739}{850} = \sim 247 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{ VIII.}$$

Dem genügt das Widerstandsmoment des nebenstehend skizzirten Profils, Fig. 516, gleich 254, dessen Verwendung  $k_b$  auf  $825 \text{ kg/qcm}$  beschränkt.

Das laufende Meter des  $\square$ -Eisens wiegt, in naher Übereinstimmung mit der Annahme, 30 kg.

Durch die Zugspannung  $Z_1$  in der benachbarten Trägerstrecke vermehrt sich die aus der Biegungsspannung entspringende Zugspannung noch um einen Werth  $k_z$ , während die Druckspannungen um ebensoviel entlastet werden.

Es war nach Resultat IV  $Z_1 = 1860 \text{ kg}$ . Diese Kraft vermindert sich durch den Einfluss der Kettenspannung um etwa 1000 kg.

Der Gesamtquerschnittsinhalt für die beiden Trägerhälften ist für das angenommene Profil

$$F = 71,5 \text{ qcm}$$

$$\text{mithin } k_z = \frac{860}{71,5} = 12 \text{ kg/qcm.}$$



Fig. 516.

Die Normalspannung wächst demnach durch Biegung und Zug auf  $825 + 12 \sim 837$  kg/qcm in den Zugfasern, und sinkt auf  $\sim 813$  kg/qcm in den Druckfasern.

Wird eine steife Krahnkonstruktion mit geringer Auslegerfederung gefordert, so würde durch Wahl des  $\square$ -Eisen-Normalprofils No. 26 von 260 mm Höhe, 90 mm Breite, 10 mm Stegdicke und 14 mm Rippenstärke mit dem Widerstandsmoment 374, bezogen auf cm, die Materialspannung auf 580 kg/qcm beschränkt.

Durch das Eigengewicht der Laufkatzenräger erhöht sich der Druck im Stützpunkte *B*. Ausserdem wirkt auf diesen Punkt auch noch das halbe Eigengewicht der Auslegerstrebe.

Bezeichnen wir den hieraus folgenden Gesamtzuwachs der früher ermittelten Kraft  $X_1$  mit  $X_2$ , so finden wir für das leichtere Trägerprofil, dessen Gewicht 2.30 kg f. d. Meter Länge beträgt, und unter schätzungsweise Annahme von 70 kg für die im Abstände 0,7 m vom Trägerende wirkende Belastung des Laufkatzentriebwerks mit seinem Lagerbock

$$X_2 = \frac{30 \cdot 4,6 + \frac{2 \cdot 4,6^2 \cdot 30}{2} + 70 \cdot 0,7}{2,05} + \text{halbes Streben-gewicht}$$

Mit Schätzung des Gewichtes der halben Auslegerstrebe zu 150 kg folgt

$$X_2 = 550 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{IX.}$$

Die Druckkomponente dieser Kraft nach der Auslegerstrebe wird

$$D_2 = \frac{X_2}{\sin \alpha} = \frac{550}{4623} \cdot 5057 = \sim 600 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{X.}$$

Der Gesamtdruck in der Auslegerstrebe ist

$$D = D_1 + D_2 = 4590 + 600 = 5190 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{X a.}$$

In anbetracht der gegenseitigen Versteifung der Auslegerstreben durch übergenietete Laschen bleibt die Sicherheit gegen seitliches Ausknicken genügend gewahrt, wenn man die 5fache Strebenkraft und das kleinste Trägheitsmoment  $\theta$  des Strebenquerschnitts in Rechnung stellt. Alsdann ist für jede der beiden Streben mit  $\sim 500$  cm Länge

$$\theta = \frac{5 \cdot 5190^2 \cdot 500^2}{\pi^2 \cdot 2000000} = \sim 160 \dots \dots \dots \text{XI.}$$

Dem genügt das gewählte Profil von 176 mm Höhe und 75 mm Flanschbreite bei 12 mm Steg- und Flanschdicke mit  $\min \theta = 176$ .

Schliesslich erhalten wir noch für die Zugkomponente der Vertikalkraft  $X_2$  in dem Laufkatzenräger

$$Z_2 = \frac{X_2}{\text{tg } \alpha} = \frac{550 \cdot 2050}{4623} = \sim 244 \text{ kg} \dots \dots \dots \text{XII.}$$

Die Spannungsvermehrung, welche hierdurch für die spezifische Zugspannung des Laufkatzenrägers auftritt, kann unberücksichtigt bleiben, weil sie nur 36 kg/qcm beträgt.

Die Vertikalkomponente der Kraft  $D_2$  erhöht im Fuss der Auslegerstrebe die Druckbelastung der Krahnssäule oberhalb des Spurzapfens um  $X_2 = 550$  kg.

Die Krahnssäule wird durch die horizontalen Zapfendrucke des Kippmomentes an beiden Enden auf Biegung beansprucht. Die Abstände der Zapfenmitten von den benachbarten Knotenpunkten des Auslegers und des Strebenfusses, liefern die Hebelarme für die auftretenden Biegemomente und sind deshalb kurz zu halten. Zwischen Ausleger und Strebenfuss nehmen die entgegengesetzt gerichteten Momente im Säulenschaft wieder auf Null ab, und in ihrem Wendepunkt wird die Säule nur durch die Zugkraft  $Y$  in Anspruch genommen. Im Säulenfuss gesellt sich zu der Biegung durch die wagerechte Spurzapfenkraft der Druck durch das Gesamtgewicht des belasteten Krahns. Der gefährdete Säulenquerschnitt liegt hiernach im Auslegerknotenpunkt oder in der mittleren Höhe des Strebenfusses, je nachdem das obere oder das untere Säulenende länger ist, da die horizontalen Zapfenkräfte gleich gross ausfallen. Bei gleicher Länge der Hebelarme giebt die zusätzliche Normalspannung den Ausschlag, und weil das Eigengewicht des Krahns, einschliesslich Nutzlast, stets grösser ist, als der aufwärts gerichtete Zug im Säulenschaft, fällt bei gleichen Längen der Säulenenden der gefährliche Querschnitt in den unteren Knotenpunkt.

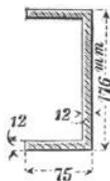


Fig. 517.

Wir wählen im vorliegenden Fall, unter Vorbehalt nachträglicher Prüfung der resultierenden Anstrengung, für die Krahnssäule das gleiche Profil, Fig. 517, wie für die Streben, um die Profilhöhe für die einfache Konstruktion zu beschränken und bequeme Anschlüsse in den Knotenpunkten zu gewinnen.

Das laufende Meter wiegt 28 kg. Hiermit erhält man die nachstehende Gewichtszusammenstellung:

Laufkatzenträger	2·4,6 m zu 30 kg	. . .	276 kg
Auslegerstrebe	2·4,74 m zu 28 kg	. . .	265 "
Krahnsäule	2·5,5 m zu 28 kg	. . .	308 "
Zapfenstücke der Säule	2·40 kg	. . .	80 "
Bock am Ende des Laufkatzenträgers		. . .	30 "
Bock mit Triebwerk für die Laufkatze		. . .	70 "
Winde		. . .	450 "
Laufkatze mit loser Rolle und Haken		. . .	150 "
Ketten		. . .	50 "
Nutzlast		. . .	2000 "
Gesamtgewicht des belasteten drehbaren Krahn-			
gerüstes		. . .	3679 kg

~ 3700 kg . . . . . **XIII.**

Zur Berechnung der Krahnsäule ist das Kippmoment des belasteten Krahnstells zu ermitteln, welches durch den Biegungswiderstand der Säule aufgenommen werden muss.

Für das Kippmoment kommen in Betracht:

das Gewicht der Laufkatzenträger	. . . . .	276 kg,
am Hebelarm	. . . . .	239 cm,
das Gewicht der Strebe	. . . . .	265 kg.
am Hebelarm	. . . . .	102 cm,
das Gewicht des kleinen Rollenbocks	. . . . .	30 kg,
am Hebelarm	. . . . .	460 cm,
das Gewicht des Triebwerks für die Laufkatze mit Bock	. . . . .	70 kg.
am Hebelarm	. . . . .	70 cm,
das Gewicht der Laufkatze mit loser Rolle, Haken und Nutzlast	. . . . .	2150 kg.
am Hebelarm	. . . . .	400 cm.

Hieraus folgt das Kippmoment

$$M = 276 \cdot 239 + 265 \cdot 102 + 30 \cdot 460 + 70 \cdot 70 + 2150 \cdot 400.$$

$$M = \sim 971700 \text{ kgcm} . . . . . \text{XIV.}$$

Aus dem Abstand der Zapfenmitten  $h$ , nach der Zeichnung = 555 cm, und dem vorstehend ermittelten Kippmoment  $M$  folgen die wagerechten Zapfendrucke

$$H = \frac{M}{h} = \frac{971700}{555} \sim 1750 \text{ kg} . . . . . \text{XV.}$$

Das Widerstandsmoment  $W$  des Säulenprofils ist für beide  $\square$ -Eisen, Fig. 517, zusammen gleich 380, bezogen auf cm, und der doppelte Flächenquerschnitt 70 qcm.

Hiermit erhalten wir die resultierende Druckspannung in der mittleren Höhe des Strebenfusses

$$k = \frac{3700}{70} + \frac{1750 \cdot 15}{380} \sim 123 \text{ kg/qcm},$$

und die resultierende Zugspannung des Säulenkopfes im Auslegerknotenpunkt mit der dort noch vom Ausleger herrührenden Zugkraft  $Y = 2045 \text{ kg}$

$$\max \sigma = \frac{2045}{70} + \frac{1750 \cdot 78}{380} \sim 410 \text{ kg/qcm}.$$

Ohne die Nebenrücksichten auf gleichartige Profile könnte also die Krahnsäule wesentlich schwächer gewählt werden.

Gestattet man im Spurzapfen eine Grenzbelastung bis zu 125 kg/qcm, so berechnet sich der erforderliche Zapfendurchmesser  $d$  mit dem Gesamtgewicht des vollbelasteten Krahnens aus

$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 125 = 3700 \text{ zu } d = 6,2 \text{ cm} \sim 65 \text{ mm}.$$

Bei 100 mm Spurtopftiefe und  $\sim 100 \text{ mm}$  Abstand der Lagermitte von der Zapfenwurzel wird die Biegungsanstrengung des Zapfens

$$k_b = \frac{1750 \cdot 10 \cdot 32}{\pi \cdot d^3} = \sim 635 \text{ kg/qcm}$$

und die resultierende Druckspannung, unter Berücksichtigung der bereits oben ermittelten, spezifischen Pressung,  $k = 635 + 65 = 700 \text{ kg/qcm}$ .

Der spezifische Lagerdruck beschränkt sich in der cylindrischen Druckfläche mit der Spurpftiefe  $l = 10$  cm auf

$$k = \frac{H}{d \cdot l} = \frac{1750}{6,5 \cdot 10} \sim 27 \text{ kg/qcm.}$$

Für den Kopfhalszapfen sind die gleichen Verhältnisse gewählt.

Spurzapfen und Spurplatte sind in der Mitte, wie aus der Zeichnung ersichtlich, als Fettkammer ausgehöhlt. In die Bohrung der Spurplatte ist Gewinde eingeschnitten, um sie nöthigenfalls bequem herausnehmen zu können. Diese Ausführung empfiehlt sich besonders auch wegen der ursprünglichen Einpassarbeiten in der Werkstatt.

#### Fahrwiderstände der Laufkatzen mit Zugketten und eingehängtem Flaschenzug.

Die Fahrwiderstände der Laufkatze setzen sich zusammen:

1. aus den Bewegungswiderständen der Leitrollen in der Laufkatze und der losen Rolle für die Lastkette, welche sich während der Katzenverschiebung durch den Wechsel der Kettenlänge vor und hinter der Katze drehen,
2. aus dem Widerstande der rollenden Reibung der Katzenlaufräder und ihrer Zapfen- und Spurkranzreibung,
3. aus den Widerständen der Zugkette und ihrer zugehörigen Rollen.

1. Bestimmung des von der Lastkette und ihren Rollen erzeugten Fahrwiderstandes. Sind  $A$  und  $C$ , Fig. 518, die Leitrollen für die Lastkette in der Katze und  $B$  die lose Rolle in der Kettenschlinge, an der die Last hängt, so läuft, bei der Verschiebung der Katze nach links, die an sich ruhende Kette durch die Verschiebung ihrer Schlinge über die Rollen fort, indem das linksseitige Trum allmählich verkürzt und zur Bildung der Kettenschlinge abgelenkt wird, und gleichzeitig auf der anderen Seite das rechtsseitige Trum sich durch den Übertritt der Seilstrecken aus der Kettenschlinge verlängert. Die Rollen drehen sich hierbei, und die Bewegungswiderstände sind die gleichen, wie bei unverschiebbar gelagerten Rollen, über welche die belastete Kette fortgezogen wird. Alle drei Rollen  $A$ ,  $B$  und  $C$  verhalten sich demnach wie Leitrollen.

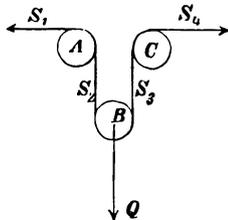


Fig. 518.

Bezeichnet  $\kappa$  das Verhältniss der Spannung im ablaufenden Trum, zur Spannung im auflaufenden,  
 $\delta$  den Ketteneisendurchmesser,  
 $a$  den Halbmesser der Kettenrollen,  
 $r$  den Halbmesser der Zapfen oder der Rollenachse an der Laufstelle,  
 $\alpha$  den von der Kette umspannten Rollenbogen,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,

so ist nach den früher S. 13 entwickelten Beziehungen, Gleichung 14

$$\kappa = 1 + \frac{0,3 \delta}{a} + \frac{2 \mu r \sin \frac{\alpha}{2}}{a},$$

wenn der Kettenreibungskoeffizient sicherheitshalber zu 0,3 angenommen wird. Setzen wir ferner wegen der häufig mangelhaften Wartung der hochliegenden Laufkatzen  $\mu = 0,1$ , so wird beispielsweise für  $a = 250$  mm,  $r = 50$  mm für die mittlere Achsenstrecke, auf welcher die Leitrollen lose laufen, und  $\delta = 25$  mm

bei  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  für  $90^\circ$   $\kappa' = 1,058$

und bei  $\alpha = \pi$  für  $180^\circ$   $\kappa'' = 1,07$ .\*)

Die Spannung im Trum  $S_1$  ist angenähert  $= \frac{Q}{2}$ , also für  $Q = 10000$  kg  $S_1 = 5000$  kg. Durch die Laufkatzenbewegung wächst die Spannung in dem von  $A$  ablaufenden Trum auf

$$S_2 = S_1 \kappa' = 5000 \cdot 1,058 = 5290 \text{ kg.}$$

Ebenso erhöht sich die Spannung  $S_3$  durch die Widerstände der Rolle  $B$  auf

$$S_3 = S_2 \kappa'' = 5290 \cdot 1,07 = 5660 \text{ kg}$$

und schliesslich folgt  $S_4 = S_3 \kappa' = 5988$  kg.

Der Spannungsunterschied in den wagerechten Strecken der Lastkette vor und hinter der Laufkatze setzt der Katzenbewegung einen Widerstand  $W_1$  entgegen. Es ist  $W_1 = S_4 - S_1 = 5988 - 5000 = 988$  kg . . . I.

Wenn die Hakenflasche mehr, als eine lose Rolle enthält, erhöht sich auch die Zahl der Leitrollen in der Laufkatze, und es tritt für jede lose und jede Leitrolle mehr, nach dem Gange der vorstehenden Betrachtungen, ein weiterer Zuwachs der Kettenkräfte, um das  $\kappa''$  fache ein, so dass damit der Fahrwiderstand sehr erheblich wächst.

2. Bestimmung der Zapfenreibung und der rollenden und Spurkranzreibung der Laufkatzenräder.

Beim Fahren der Katze drehen sich Kettenrollen und Laufräder mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit in entgegengesetzter Richtung und müssen deshalb unter allen Umständen frei gegeneinander beweglich sein. Verwendet man für die Kettenrollen und die Laufräder satzweise je eine gemeinschaftliche Achse, so sind 3 verschiedene Anordnungen möglich.

1. Die Achsen sitzen fest im Katzenrahmen, Kettenrollen und Laufräder lose auf der Achse.
2. Die Kettenrolle ist auf die Laufachse aufgekeilt, die, drehbar in der Katze gelagert, ihrerseits mit losen Laufrädern ausgerüstet ist.
3. Die Laufräder werden auf die frei drehbar in der Katze gelagerte Achse aufgekeilt und die Kettenrolle läuft lose auf der Achse.

Der Fall 1 liefert im allgemeinen die kleinsten Fahrwiderstände und wird deshalb für die Ausführung in der Regel gewählt.

- Bezeichnet  $R_1$  den Laufradhalbmesser in mm,  
 $R_2$  den Kettenrollenhalbmesser,  
 $r_1$  den Halbmesser der Achsenzapfen in der Laufradnabe,  
 $r_2$  den Halbmesser der Achse in der Kettenrollennabe,  
 $r_3$  den Halbmesser der Achse im Katzenlager,  
 $\mu$  den Zapfenreibungskoeffizienten,  
 $f$  den Koeffizienten der wälzenden Reibung in mm,  
 $Z$  die Gesamtzapfenbelastung in kg,  
 $D$  den Gesamtdruck der Laufräder gegen die Schienen,  
 $W_2$  den Fahrwiderstand der Zapfen und rollenden Reibung plus Spurkranzreibung,

so ist für den Fall 1 mit festgehaltener Achse, losen Rädern und losen Kettenrollen

\*) Da sich der gleiche Fahrbetrieb für Laufkatzen auch bei Überlade- und Laufkrahnen findet, sind für das Beispiel die Zahlenwerthe eines Überladekrahnes für 10000 kg Tragkraft zugrunde gelegt, statt unmittelbar auf den vorher behandelten Drehkrane für 2000 kg Bezug zu nehmen, um durch grössere Lastwerthe und Spannweiten den Einfluss der einzelnen Widerstände deutlicher hervortreten zu lassen.

$$W_2 = \frac{(f + \mu r_1) D + \mu r_2 Z}{R_1} + \text{Spurkranzreibung} \quad \mathbf{429.}$$

Für das vorstehend behandelte Zahlenbeispiel folgt aus den bereits ermittelten Kettenkräften

$$Z = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} + \sqrt{S_3^2 + S_4^2} = \sqrt{5000^2 + 5290^2} + \sqrt{5660^2 + 5988^2} = 15\,500 \text{ kg.}$$

Schätzt man das Eigengewicht der Laufkatze, einschliesslich der Unterflasche mit Haken und abwärts hängender Kettenschlinge auf 500 kg, so ist für 10000 kg Nutzbelastung der Gesamttraddruck  $D = 10500 \text{ kg}$  und für  $R_1 = 250 \text{ mm}$ ,  $r_1 = 30 \text{ mm}$ ,  $r_2 = 50 \text{ mm}$ ,  $f = 0,8 \text{ mm}$ , sowie  $\mu = 0,1$

$$W_2 = \frac{(0,8 + 0,1 \cdot 30) 10500 + 0,1 \cdot 50 \cdot 15500}{250} + \text{Spurkranzreibung} \\ = 470 \text{ kg} + \text{Spurkranzreibung}$$

Schätzt man die Spurkranzreibung nach der Angabe S. 351 zu  $2,1\%$  des gesammten Schienendruckes, also hier auf etwa 220 kg, so folgt für den vorliegenden Fall

$$W_2 = \sim 690 \text{ kg} \quad \dots \quad \mathbf{II.}$$

Im Fall 2: „Lose Laufräder und drehbar gelagerte Achse mit aufgekeilter Kettenrolle“ drehen sich die Laufräder auf den Achsenzapfen vom Halbmesser  $r_1$  und ausserdem die Achse selbst durch den Antrieb der Kettenrolle im entgegengesetzten Sinne in den Radnaben mit einer im Verhältniss von  $R_1 : R_2$  mal so grossen Winkelgeschwindigkeit unter dem Raddruck  $D$ , während die Achsenlager in der Katze, abgesehen vom Eigengewicht der Katze, das hier vernachlässigt werden möge, nur durch die Summe der wagerechten Kettenkräfte belastet wird. Daher in diesem Fall

$$W_2 = \frac{\left[ f + \left( 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \mu r_1 \right] D + \mu r_3 (S_1 + S_4)}{R_1} + \text{Spurkranzreibung} \quad \mathbf{430.}$$

Im Fall 3 schliesslich: „Drehbare Achse mit aufgekeilten Laufrädern und lose laufender Kettenrolle“, erzeugen die Laufräder nur die wälzende Reibung auf den Schienen, die Kettenrolle dreht sich aber unter der Belastung  $Z$  mit der Summe der Winkelgeschwindigkeiten der eigenen Bewegung und der Achsendrehung, und die Katzenlager sind ebenso, wie im Fall 2 belastet, also, wenn man auch hier den Einfluss des Katzeneigengewichts vernachlässigt, für den dritten Fall

$$W_2 = \frac{f D + \left( 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \mu r_2 Z + \mu r_3 (S_1 + S_4)}{R_1} + \text{Spurkranzreibung} \quad \mathbf{431.}$$

3. Berechnung der Widerstände der Laufkatzenzugkette und ihrer Rollen. Ist in Fig. 519  $E$  die treibende Daumenrolle für die Zugkette der Laufkatze und  $F$  die Leitrolle für die Umkehr des in sich geschlossenen Kettenlaufes, so

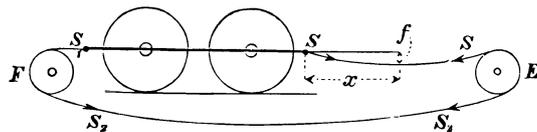


Fig. 519.

wird beim Anfahren der Laufkatze von rechts nach links zunächst das untere Zugkettenzentrum von der Daumenrolle so weit aufgehaspelt, bis die Zunahme der Kettenspannung  $S_2$  bei der abnehmenden Pfeilhöhe die Laufkatze in Bewegung setzt. In dem oberen Kettentrum, zwischen der Laufkatze und der Treibrolle, herrscht eine Spannung  $S$ , die wenig von ihrer Horizontalkomponente abweicht und daher unmittelbar als

Erhöhung des Fahrwiderstandes in Rechnung gestellt werden darf. Die Kettenspannung  $S$  wird am grössten, wenn die Spannweite der Kette ihren grössten Werth erreicht, d. h. die Laufkatze in die linke Endstellung eintritt.

Bezeichnet  $f$  die grösste Einsenkung des oberen Kettentrums in m,  
 $x$  seine halbe Spannweite in m,  
 $p$  das Eigengewicht der Kette für das laufende Meter,

so kann mit genügender Genauigkeit für den vorliegenden Fall, an Stelle der Kettenlinie, eine Parabel als Näherungskurve zu Grunde gelegt werden, entsprechend der Annahme, dass das Eigengewicht der Kette für die Längeneinheit ihrer Projektion gleich  $p$  ist. Hiermit folgt

$$S = \frac{px^2}{2f}$$

In der Ausführung, der die bisherigen Zahlenwerthe entnommen sind, finden sich zwei Zugketten von je 13 mm Eisenstärke. Hiernach ist für beide zusammen  $p \sim 8$  kg zu setzen. Die Durchhängung  $f$  wächst mit der Gesamtlänge der Kette und ist reichlich gross zu wählen, um  $S$  zu beschränken. Setzen wir für den vorliegenden Fall  $x = 2,5$  m,  $f = 0,15$  m, so wird

$$S = \frac{8 \cdot 2,5^2}{2 \cdot 0,15} \sim 167 \text{ kg} \quad \dots \dots \dots \text{III.}$$

Aus den Einzelwiderständen folgt für die aufzuwendende Zugkraft  $S_1$  am Kopf der Laufkatze

$$S_1 = W_1 + W_2 + S = 988 + 690 + 167 = 1845 \text{ kg.}$$

Durch die Wirkungsverluste an der Leitrolle  $F$  steigt die erforderliche Zugkraft  $S_2$  im unteren Kettentrum auf  $S_2 = S_1 \kappa$ , und mit dem Mittelwerth von  $\kappa = 1,05$

$$S_2 = 1845 \cdot 1,05 \sim 1940 \text{ kg} \quad \dots \dots \dots \text{IV.}$$

Für die Umfangskraft an der treibenden Daumenrolle  $E$  ist schliesslich, wegen der Zapfen- und Kettenreibung an dieser Rolle, noch eine weitere Erhöhung des Widerstandes  $S_2$  in Anschlag zu bringen. Schätzen wir den Widerstand, mit Rücksicht auf die ungünstigeren Verhältnisse der Daumenrollen, durch  $\kappa = 1,07$ , so wird  $S_2 \kappa = 1940 \cdot 1,07 = 2075$  kg.\*)

Andererseits unterstützt die Kettenspannung  $S$  an der Ablaufstelle der Daumenrolle ihren Antrieb, und es ergibt sich demnach schliesslich die Umfangskraft  $U$ , welche von aussen in die treibende Daumenrolle einzuleiten ist,

$$U = 2075 - 167 = \sim 1900 \text{ kg} \quad \dots \dots \dots \text{V.}$$

Die Erfahrung lehrt, dass trotz der ziemlich hoch gegriffenen Koeffizienten der Betriebswiderstand den Rechnungswerth bisweilen noch überschreitet.

Die Rechnung zeigt, dass der Widerstand, den die Lastkette mit ihrem Rollengehänge in der Laufkatze verursacht, einen hervorragenden Antheil an dem Gesamtfahrwiderstand hat, und dass dies ganz besonders der Fall ist, wenn statt einer einfachen losen Rolle, ein mehrrolliger Flaschenzug vorhanden ist. Für einen Flaschenzug mit zwei losen und drei Leitrollen in der Laufkatze erfordert das Verschieben der Katze unter Umständen 30% der Kraft zum Heben der Grenzlast. Es ist ferner ersichtlich, dass sich durch den Einfluss der Kettenpfeilhöhe auf die Kettenspannung der Fahrwiderstand durch zu kurz gespannte Ketten leicht bis zur Unbeweg-

\*) Bei langen und schweren Zugketten ist die Erhöhung der Zapfenreibung der Kettenrollen zu berücksichtigen, die durch das Eigengewicht der Zugkette entsteht.

lichkeit der Katze steigern kann. Insonderheit ist hierbei darauf zu achten, dass für eine bestimmte Pfeilhöhe  $f$  der Kettenlinie im oberen Trum, auch das untere Trum gleichzeitig noch um einen Betrag  $f_1$  durchhängen muss, derart, dass bei einer Spannweite des unteren Trums  $= 2x_1$  die zugehörige Kettenspannung

$$S^1 = \frac{p x_1^2}{2 f_1} \leq S_2$$

ist oder

$$f_1 \geq \frac{p x_1^2}{2 S_2} \quad \dots \dots \dots \text{VI.}$$

Wenn dies beim Montiren nicht beachtet wird, tritt von vornherein eine übermässige Belastung der Zugkettenrollenzapfen und eine unzulässige Steigerung der Gesamtwiderstände ein

Für lange und schwere Zugketten hat man sowohl das obere, wie das untere Trum in mässigen Abständen über Tragstützen oder Rollen zu führen, um den Werth von  $S$  durch Theilung der Kettenspannweite zu beschränken und störendes Durchhängen des unteren Trums zu beseitigen. In diesem Fall sind andererseits die Reibungswiderstände nicht ausser Acht zu lassen, welche durch das Kettengewicht in den Stützen entstehen, die aber wesentlich kleiner ausfallen, als der Zuwachs des Fahrwiderstandes durch straff gespannte, freilaufende Ketten.

#### Fahrtriebwerk für Laufkatzen mit ruhenden Flaschenzugrollen von L. Stuckenholz.

Das störende Anwachsen der Laufkatzenfahrwiderstände durch mehrrollige Flaschenzüge bei der üblichen, vorstehend erörterten Treibweise, wird durch eine sehr beachtenswerthe Konstruktion von Stuckenholz vermieden, die hier des Zusammenhanges halber, im Anschluss an die vorstehenden Betrachtungen, besprochen werden soll, wenn sie auch hauptsächlich nur für grosse Laufkranne mit mehrrolligen Laufkatzen-Flaschenzügen verwendet wird. Die Konstruktion beruht auf dem Gedanken, die Bewegungswiderstände der Flaschenzugrollen während der Laufkatzenfahrt dadurch zu beseitigen, dass man ausser der Lastwindentrommel noch eine zweite Hilfstrommel anordnet und die Katze auf ihrer Bahn entweder durch die Lasttrommel oder nach der entgegengesetzten Seite durch die Hilfstrommel bewegt. Werden hierbei die Trommeln durch ein gemeinsames Rädervorgelege jedereit im entgegengesetzten Sinn mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit angetrieben, so wickelt die eine ebenso viel Seil oder Kette auf, wie die andere ab, und die Last bleibt beim Verschieben in unveränderter Höhe hängen, während gleichzeitig auch die Rollen des Flaschenzuges sich mit der Laufkatze nur seitlich bewegen, ohne sich auf ihren Achsen zu drehen. Fig. 6, Taf. 33, veranschaulicht schematisch den Doppelseillauf; Fig. 7, ebendasselbst, giebt eine Skizze des Doppeltrommeltriebwerks.\*)

Seil I ist das Lastseil und dient gleichzeitig zum Verschieben der Laufkatze nach rechts, Seil II läuft auf die Hilfstrommel und zieht die Laufkatze beim Aufwickeln nach links. Die Enden beider Seile sind in  $a$  und  $b$  an der Laufkatze befestigt und zwar das Seil I erst, nachdem es den 6rolligen Flaschenzug in der Katze umschlungen hat. Das Zahnrad  $d$ , auf dessen Nabe die eine Hälfte  $c$  einer Reibkupplung aufgekeilt ist, deren äusserer Umfang als Bremsscheibe dient, sitzt lose auf der Welle  $f$ , während die andere Kupplungshälfte auf  $f$  in Feder und Nuth achsial verschiebbar ist. Zum Lastheben und Senken wird die Kupplung ausgerückt und gleich-

\*) Riemer, Z. d. V. deutsch. Ing. 1887, S. 370 u. f.

zeitig durch den Steuerhebel die Bremse angezogen, um die Hilfstrommel  $v$  festzuhalten und nur die Lasttrommel  $t$  allein arbeiten zu lassen. Zum Fahren wird die Kupplung geschlossen und gleichzeitig die Bremse gelüftet. Die Last bleibt hierbei frei schweben, bis die Trommelwelle rechts- oder linksseitig angetrieben wird, und die Hilfstrommel durch die gleichgrossen Zwischenräder  $d$  und  $e$  im entgegengesetzten Sinne wie die Lasttrommel umläuft. Je nach der Antriebsrichtung wirkt die Lasttrommel oder die Hilfstrommel als Zugwinde auf die Laufkatze, und die zweite Trommel vermittelt nur den erforderlichen Ausgleich der Seillängen. Bei gleichen Trommelrädern und gleichen Trommeldurchmessern bleiben die Seilrollen der Laufkatze während der Fahrt, wie beabsichtigt, in Ruhe. Durch die hiermit erreichte Beseitigung des sonst im Rollenzug auftretenden Arbeitswiderstandes, wird auch das Seil wesentlich geschont und das Wendetriebe für den Vor- und Rücklauf der Lasttrommel ausserdem gleichzeitig für das Fahrtriebwerk nutzbar.

Eine andere vielfach benutzte Lösung, den Fahrwiderstand der Laufkatze unabhängig von dem Rollenzug der Lastwinde zu machen, bietet sich dadurch, dass man die Winde nicht getrennt von der Katze in das Krahngerüst einbaut, sondern in der Katze selbst unterbringt. Damit wächst allerdings die Belastung der Laufkatze, und das Transmissionswerk wird verwickelter, wenn man nicht Handbetrieb oder elektrischen Betrieb anwendet. Bei freier Wahl verdient diese Bauart den Vorzug.

#### **Drehkrahne mit Laufkatze und Riemenantrieb für die Lastwinde.**

D.R.P., ausgeführt von E. Becker in Berlin für Blohm & Voss in Hamburg.

Der Drehkrahne von E. Becker, Taf. 34 bis 36, ist für 4000 kg Grenzbelastung bestimmt und beherrscht ein Arbeitsfeld von etwa 7 m Halbmesser, bei angenähert 6 m grösster Hakenerhebung über der Sohle des Arbeitsraumes. Der Riemenantrieb ist auf die Transmission für die Lastwinde in der Laufkatze beschränkt; die Fahrbewegung der Katze wird durch ein besonderes Triebwerk von Hand vermittelt, und zum Schwenken dient entweder ein am Auslegerkopf befestigtes Zugseil oder die herabhängende Lastkette. Die Krahnssäule mit dem wagerechten Ausleger für die Laufkatzenbahn besteht aus zwei Blechwangen mit Eckeisengurtungen, welche durch die Zapfenstücke und durch weitere Querrahmen innerhalb des Säulenschaftes miteinander verbunden und gegeneinander versteift sind, während die Auslegerbalken, mit Rücksicht auf die freie Fahrbahn der zwischen ihnen herabhängenden Lastkette, nur an beiden Enden durch zwischengenietete Querstücke im gegenseitigen Abstand gehalten werden. Die beiden Lager für die Krahndrehzapfen sind an eine Säule im Gebäude angeschlossen, die aus vier  $\square$ -Eisen von 260 mm Höhe und 90 mm Flanschbreite mit aufgenieteten Gurtungsplatten gebildet wird.

Die Riemenscheibenwelle für den Antrieb der Lastwinde in der Laufkatze ist oberhalb der Krahndrehachse auf der kastenförmig zusammengeneteten Plattform, Fig. 1 und 2, Taf. 35 gelagert, die ausserdem das Krahnhalblager aufnimmt und durch gusseiserne Klammerarme mit der oben erwähnten Gebäudesäule verschraubt ist. Die Drehung der Antriebswelle wird durch ein Wendetriebe mit Reibkegelrädern, je nach der Einrückrichtung des oberen, in Feder und Nuth verschiebbaren Räderpaares, Fig. 2, Taf. 35, rechts- oder linksläufig auf die hohle Welle in der Krahndrehachse übertragen und von hier durch drei aufeinander folgende Kegelzahnradpaare, Fig. 5 und 6, Taf. 35, auf die aussen am Ausleger gelagerte Transmissionswelle, Fig. 1, Taf. 34, fortgepflanzt, die durch ein Schlepprad, Fig. 1 bis 3, Taf. 36, mit dem Triebwerk der Lastwinde in der fahrbaren

Laufkatze im Eingriff steht. Die Lastbremse ist auf der quer über den Ausleger gelagerten Vorgelegewelle, Fig. 5 und 6, Taf. 35, für die Schleppradwelle der Laufkatze angeordnet.

Der wechselnde Rechts- und Linkslauf der Wellen zum Heben der Last und zum Senken des leeren Lasthakens erfordert für die doppelte Sperrrichtung eine einfache Lüftbremse, deren Scheibe mit der Welle fest verbunden ist, und deren belasteter Spannhebel gleichzeitig mit dem Einrücken des Triebwerkes angehoben wird, um den Sperrbremswiderstand auszuschalten, während der Hebel, beim Abstellen des Triebwerkes, wieder in seine Spannlage zurücksinkt und das Windenwerk feststellt. In der Zeichnung sind nur die Bremsscheibe mit ihrem keilförmigen Umfang und der darüber gelagerte Spannhebel mit der zugehörigen Steuerscheibe wiedergegeben, in der seitlich Finger als Hubdaumen zum Lüften des Hebels sitzen. Das Hebelbelastungsgewicht und der zugehörige Bremsklotz sind in der Zeichnung fortgelassen, um die übrigen Theile deutlicher darzustellen; sie entsprechen der früheren Darstellung, Fig. 7 bis 9, Taf. 6.

Die Scheibe der Lüftbremse trägt auch noch die Drehzapfen für die Schleuderklötze einer selbstthätigen Centrifugalbremse. Die ruhende Trommel ist an den benachbarten Lagerbock der Bremswelle angegossen. Auch hier fehlen in der Zeichnung die Schleuderklötze und ihre Drehzapfen, die Fig. 222, S. 266, zu entnehmen sind.

Die Sperrbremse dient hiernach nur zum Festhalten der schwebenden Last nach ausgerücktem Windenantrieb, während die Lastsenkgeschwindigkeit ausschliesslich durch die Schleuderbremse selbstthätig geregelt wird.

Der Steuerhebel *a* zum Ein- und Ausrücken des Triebwerkes und der Lüftbremse ist im unteren Theil der Krahnsäule auf der Auslegerseite, Fig. 1 bis 5, Taf. 34, gelagert, und wird durch ein Belastungsgewicht *G* in den beiden Endlagen festgehalten, das durch weitere Übersetzung den erforderlichen Anpressungsdruck für die Reibräder des Wendetriebs überträgt. In der mittleren Stellung zum Ausschalten des Triebwerkes wird der Steuerhebel durch einen Stoppdaumen *S* festgestellt, Fig. 5, Taf. 34, der auf dem hinteren Ende der Drehachse aufgekeilt, in die scharfe Einbiegung einer darunter gelagerten Feder einschnappt. Die Klemmfeder ist, wie aus derselben Figur ersichtlich, in Form eines ovalen Ringes mit kerbförmiger Einbiegung in der Mitte der oberen Wölbung aus Flachfederstahl hergestellt.

Der Ausschlag des Steuerhebels wird durch ein Stirnräderpaar mit der Übersetzung 1:3 mittelst eines zehnzähligen Ritzels *b* auf eine in der Krahdrehachse senkrecht verschiebbare Stange *c*, Fig. 2 bis 5, Taf. 34, übertragen, die unten für den Eingriff des Ritzels entsprechend verzahnt ist. Die untere Stangenstrecke hat quadratischen Querschnitt, die angekuppelte Verlängerung nach oben ist cylindrisch und durchdringt die hohle Welle des Wendetriebs, Fig. 1, 2 und 5, Taf. 35. Ihr Kopf trägt eine Muffe mit ringförmiger Verzahnung, um bei jeder Schwenkstellung des Krahnes die Verschiebung auf einen verzahnten Winkelhebel *d*, Fig. 2, Taf. 35, fortpflanzen zu können, dessen anderer Doppelarm als Gabel die Schildzapfen eines Schubringes für die miteinander gekuppelten oberen Ränder des Wendetriebs umfasst. Das Gewicht der Steuerstange ist durch ein segmentförmiges Gegengewicht auf der Welle ihres unteren Stirnritzels ausgeglichen.

Die gleichzeitig mit dem Einrücken des Triebwerkes zu lüftende Backenbremse wird durch eine Transmissionskette gesteuert. Die Kette ist aussen an der Krahnsäule von unten nach oben und im geschlossenen Lauf zurück über zwei Daumenräder geführt, von denen das untere, Fig. 3, Taf. 34, von der Steuerhebelwelle durch ein Kegelräderpaar mitgedreht

wird, während das obere, Fig. 6, Taf. 35, auf der Achse der Fingerscheibe sitzt, die zum Steuern des Bremshebels dient.

Will man zum Senken von Lasten, deren Gewicht zum selbstthätigen Niedergang ausreicht, die Bremse lüften, ohne gleichzeitig das Wendegetriebe für den Rücklauf einzurücken, so ist noch eine besondere Lüftkette für den Bremshebel anzuordnen, die sich nach Bedarf getrennt benutzen lässt. Für kleine und mittlere Lasten ist die Unterstützung der Senkung durch das Wendegetriebe, wegen der Eigenwiderstände der vielfachen Räderwerke, nicht zu entbehren.

Die Laufkatze ist auf ihrer Schienenbahn auf einer Seite durch Doppelspurkranzräder mit verschwindend kleinem Spielraum geführt, Fig. 3 und 6, Taf. 36, während die Räder auf der anderen Seite nur mit einem Schutzspurkranz versehen sind, der reichlichen Seitenspielraum frei lässt, um Ungenauigkeiten des Schienenabstandes unschädlich zu machen. Die Katze wird durch doppelte Zugketten ohne Ende von  $\frac{3}{8}$ " Eisenstärke auf ihrer Fahrbahn bewegt, deren 7-daumige Antriebsrollen mit einer gemeinsamen Achse in der Nähe der Krahndrehachse, Fig. 7, Taf. 35, auf dem Ausleger gelagert sind. Die Rückführungsrollen für die Ketten im Auslegerkopf sind als gewöhnliche Leitrollen ausgeführt, Fig. 11, Taf. 35. Dicht vor den Daumenrollen liegen ausserdem noch ein paar Leitrollen als Tragrollen für die unteren Kettenstrecken, um gleichmässige Umschlingung der Daumenrollen und zuverlässigen Eingriff zu sichern, ohne die Fahrwiderstände durch störend straffe Spannung der Ketten zu erhöhen.

Der Antrieb der Daumenrollen erfolgt von unten durch eine Handkurbel von 200 mm Armlänge, Fig. 2, Taf. 34, mittelst einer senkrechten Zwischenwelle und zweifacher Übersetzung durch doppelte Kegelräderpaare, mit den Zähnezahlen 18 und 36 und 13 und 39, so dass bei 20 kg Kurbel-druck und 0,9 Wirkungsgrad im Umfang der Daumenrollen von 100 mm Theilkreisdurchmesser, auf eine Zugkraft von angenähert 400 kg zum Fortbewegen der mit 4000 kg belasteten Laufkatze gerechnet ist, deren Lauf- räder 260 mm Durchmesser haben.

Die Last hängt in der Kettenschlinge der Laufkatzenwinde, Fig. 1, Taf. 36, an einer losen Rolle. Das laufende Trum der  $\frac{5}{8}$ zölligen kalibrierten Lastkette wird von einer 6-daumigen Nuss von ungefähr 200 mm Theil- kreisdurchmesser aufgewunden, das ablaufende Trum fällt frei in den Kettenkasten unterhalb der Katze. Die Winde ist mit doppeltem Stirnräder- wechselvorgelege ausgerüstet. In der gezeichneten Stellung arbeiten die Räder mit den Zähnezahlen  $\frac{14}{36} \cdot \frac{11}{44} \sim \frac{1}{10}$  zusammen. Verändert man mittelst des Handhebels, Fig. 2, Taf. 36, das erste Vorgelege durch Verschieben, so verwandelt sich die Übersetzung durch den Eingriff der Wechselräder in

$$\frac{27}{23} \cdot \frac{11}{44} \sim \frac{3}{10}$$

Das Umschalten der Übersetzung kann nur bei unbelasteter Winde und bei bestimmten Räderstellungen vorgenommen werden, weil in der ge- drängten Konstruktion die Wechselräder so dicht nebeneinander liegen, dass beim Ausrücken des einen Räderpaares sich gleichzeitig die Zähne des anderen ineinanderschieben, also der eindringende Zahn eine Lücke vorfinden muss. Im allgemeinen sind deshalb die Räder erst in eine passende Stellung zu drehen. Hierfür ist die erste Vorgelegewelle mit einem besonderen Handrade, Fig. 2 u. 3, Taf. 36, ausgerüstet. Handrad und Stellhebel lassen sich nicht von unten bedienen. \*) Die erste Vorgelege-

\*) Die Ausführung des Wechselrädertreibwerks in der vorliegenden Form setzt voraus, dass die Umschaltung nur in seltenen Ausnahmefällen gebraucht wird. Für

welle der Laufkatzenwinde empfängt ihren Antrieb von der seitlich am Ausleger gelagerten Transmissionswelle, Fig. 1 bis 3, Taf. 36, durch Kegeltäder mit den Zähnezahlen 14 u. 25, von denen das kleinere als Schlepprad in der Laufkatze gelagert ist und während der Fahrt mit einer Nabenfeder in der durchlaufenden Längsnuth der Welle gleitet.

Das Gesamtübersetzungsverhältniss zwischen der Antriebswelle und der Lastwelle bestimmt sich aus den Zähnezahlen für die einzelnen Räderpaare, da sowohl die Kegelscheiben des Wendegetriebes, wie auch das nächstfolgende und das dritte Kegeltäderpaar nur als Winkelräder ohne Geschwindigkeitsübersetzung arbeiten, durch das Produkt:

$$\frac{14}{25} \cdot \frac{14}{25} \cdot \frac{14}{36} \cdot \frac{11}{44} = \sim \frac{1}{32,8}$$

und bei Benutzung des anderen Wechselläderpaares in der Laufkatzenwinde

$$\frac{14}{25} \cdot \frac{14}{25} \cdot \frac{27}{23} \cdot \frac{11}{44} = \sim \frac{1}{10,9}$$

Durch die lose Rolle werden die Übersetzungen auf 1:65,6 und 1:21,8 gesteigert.

Der Wirkungsgrad des ganzen Triebwerkes mit 7 Räderpaaren und einer losen Rolle ist höchstens auf  $\eta = 0,55$  zu schätzen.

Wenn  $x$  die Umfangskraft an der 600 mm grossen Riemenscheibe bezeichnet, folgt mit 200 mm Kettennussdurchmesser für 4000 kg Grenzbelastung

$$x = \frac{4000 \cdot 200}{0,55 \cdot 600 \cdot 65,6} \sim 37 \text{ kg.}$$

Hierfür genügt ein Riemen von 9 cm Breite.

Der mittlere Durchmesser der Kegelscheiben des Wendegetriebes entspricht dem Riemenscheibendurchmesser; hiernach ist auch die Umfangskraft der Reibräder = 37 kg.

Für den Kegelwinkel  $\alpha = 45^\circ$  und den Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$  ist nach Gleichung 233, S. 215, der hierzu erforderliche Anpressungsdruck

$$D \geq \frac{P}{0,14} \geq \frac{37}{0,14} \sim 265 \text{ kg,}$$

der durch den belasteten Steuerhebel und die Übersetzung für das Schubgestänge geleistet wird.

Bezeichnet  $s$  die Länge der gemeinschaftlichen Kegelberührungseite,  $k$  die zulässige Belastung für das Centimeter Länge ihrer Projektion auf eine Gerade, senkrecht zum Anpressungsdruck  $D$ , so ist

$$D \leq k s \sin \alpha$$

$$\therefore s \geq \frac{D}{k \sin \alpha}$$

Während man  $k$  bei Keilnuthenstirnrädern häufig bis auf 120 kg und darüber gesteigert findet, ist hier, mit Rücksicht auf den einseitigen Druck der grossen Kegeltäder und auf die Gefahr, dass das vollkommene Zusammenfallen der Seiten in der ganzen Länge durch Kippneigung des freien Wellenkopfes aufgehoben werden kann,  $k$  auf  $\sim 50$  kg beschränkt, und somit

$$s = \frac{265}{50 \cdot 0,7} \sim 7,5 \text{ cm.}$$

häufige Benutzung wäre der Wechsel mit ständigem Eingriff eines losen Räderpaares zu vermitteln, von denen, je nach Bedarf, das eine oder das andere durch eine doppel-seitige Reibkupplung von unten für den Betrieb eingerückt wird. Vergl. S. 156 und die verschiedenen Wendegetriebe mit Zahnrädern und Reibkupplungen S. 159 u. f.

Die Transmissionswelle am Ausleger ist an beiden Enden fest gelagert, Fig. 1, Taf. 34 u. Fig. 8, Taf. 35, und in der Mitte ausserdem noch durch ein Ausweichlager, Fig. 7 u. 8, Taf. 36, unterstützt, das durch die vorüberfahrende Katze abwärts gedrängt wird, um dem Schleppkegelrade freien Durchgang zu schaffen. Das Ausweichlager besteht nur aus einer Unterschale, deren senkrechte Stütze in einer Säule geführt und durch ein Gelenkparallelogramm auf- und niedergesteuert wird. Die obere Schiene des Parallelogramms durchdringt die Stütze und sucht sie durch die Einwirkung eines belasteten Winkelhebels stets in die höchste Lage zu drängen. Die Ausweichung nach unten erfolgt durch den Eintritt einer Leitrolle an dem belasteten Winkelarm in die seitlich gegen die Katze angeschraubte Führungsbahn, Fig. 1 und 8, Taf. 36. Diese Lagerkonstruktion verdient wegen ihrer guten und zuverlässigen Wirkung besondere Beachtung.\*)

#### **Giesserei-Drehkrahne von L. Stuckenholz mit elektrischem Betrieb für G. Kuhn in Berg bei Stuttgart.**

Für schwere Giesserei-Drehkrahne stellt man die Auslegerstrebe aus zwei verschiedenen geneigten Strecken in Form einer gebrochenen Linie her, um den Ausleger möglichst nahe am freien Ende abstützen zu können, ohne den freien Hakenhub durch einfach geradlinig bis zum Stützpunkt aufsteigende Streben störend zu beschränken. Die Bauweise erfordert eine Absteifung des mittleren Strebenknotenpunktes gegen den Knotenpunkt zwischen dem Ausleger und der Krahnsäule.

Der Krahne von L. Stuckenholz für G. Kuhn in Berg mit 5000 kg Tragkraft und 4950 mm grösstem Schwenkhalbmesser, bei etwas über 3 m radialer Lastverschiebbarkeit, Taf. 37, liefert hierfür ein Beispiel. Der Ausleger ist für den Transport des Krahngerüstes nach dem Aufstellungsort nur mit den anschliessenden Streben und Ecklaschenblechen vernietet und in gleicher Weise die Krahnsäule in der Werkstatt bloss mit dem Fuss der Auslegerstrebe verbunden. Beide Theile werden dann an Ort und Stelle durch Verschraubung der Schlussknotenpunkte vereinigt. Die Auslegerbalken sind aus I-Eisen, die Streben und die Krahnsäule aus C-Eisen hergestellt. Durch Querlaschen an der Krahnsäule und dem Ausleger und vor allem zwischen den unteren Streben, wo auf der Brustseite eine weit hinaufreichende Blechplatte über beide C-Eisenflanschen aufgenietet und ausserdem noch der Kettenkasten und der Motorträger eingeschaltet sind, erhält das Krahngerüst eine grosse Seitensteifigkeit zur Aufnahme der Massenträgheitswiderstände beim Schwenken. Die Versteifung wird durch gusseiserne, in der Zeichnung fortgelassene Rahmenschilde für das Triebwerk noch weiter erhöht, die von innen gegen die Säule und die anschliessenden Streben angeschraubt werden und die Lager und Konsolen für die Wellen tragen. Die Stege der Ausleger-I-Balken liegen auf der Innenseite mit den Stegen der Krahnsäulen-C-Eisen bündig, und sind durch ein Eckblech miteinander verlascht. Die nach innen vorspringenden unteren Flanschen der Auslegerbalken werden hierfür auf die Länge des Laschenbleches fortgeschnitten und die Fugen durch Eckeisen ausgesteift.

In der äussersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes I für die Nutzlast, einschliesslich der Laufkatze, wenn deren Eigengewicht zu 250 kg geschätzt wird,

\*) Eine Zusammenstellung der verschiedenen älteren Konstruktionen für den gleichen Zweck findet sich in der Z. d. V. d. I. 1884, S. 453. Keller, Über ausweichende Lagerung langer Wellen. In dem Kapitel über Laufkrahne werden die verbreitetsten Konstruktionen im Zusammenhang besprochen werden.

$$= \frac{5250 \cdot 4950}{3580} \sim 7260 \text{ kg,}$$

und die aufwärts gerichtete Kraft im Knotenpunkt *IV*,  $7260 - 5250 \sim 2010 \text{ kg}$ . Die wagerechten Seitenkräfte, welche das Lastmoment in den Knotenpunkten *III* und *IV* der Krahnssäule als Komponenten der Strebenkräfte des Auslegers hervorruft, ermitteln sich unmittelbar aus dem Ansatz der Momentengleichung für diese Kräfte zu

$$\frac{5250 \cdot 4950}{4070} = \sim 6385 \text{ kg.}$$

Mit diesen äusseren Belastungen erhält man die einzelnen Stabkräfte des Systems durch Aufzeichnen des Kräfteplanes für die einzelnen Knotenpunkte Fig. 6, Taf. 37, dessen Zahlenwerthe nach dem Kräftemassstab in die schematische Gerüstskizze eingetragen sind. Die Stabkräfte vertheilen sich je zur Hälfte auf die symmetrisch liegenden Theile der beiden gleichen Gerüsthälften. Der Einfluss des Eigengewichts auf die Erhöhung der Kräfte kann in gleicher Weise ermittelt werden, indem man zunächst das Gewicht jeder einzelnen Stabstrecke auf die benachbarten Knotenpunkte vertheilt und für diese Knotenpunktbelastungen, in Verbindung mit den Horizontalkräften, die infolge der Eigengewichtsmomente in den Anschlusspunkten *III* und *IV* an der Krahnssäule auftreten, sowie unter Berücksichtigung der senkrechten Belastungen von *I* und *IV* durch das Eigengewicht des freien Auslegerkopfes, einen zweiten Kräfteplan verzeichnet, dessen Kraftgrössen zu denen des ersten hinzutreten. Für die Abmessungen der Stabprofile, die wie in dem Beispiel S. 614 auf Grund der Festigkeitsrechnungen zu bestimmen sind, ist der Einfluss des Eigengewichts nicht sehr erheblich und kann von vornherein durch schätzungsweise Beschränkung der zulässigen Anstrengungen berücksichtigt werden. Für die Zapfenabmessungen ist das resultirende Moment aus der Nutzlast und dem Eigengewicht des Krahngerüstes sicherheitshalber möglichst genau ziffernmässig zu berechnen und durch den Abstand der Zapfen zu dividiren, um die Horizontalkräfte der Zapfen zu erhalten. Ebenso darf die zusätzliche Druckbelastung des Spurzapfens durch das Eigengewicht nicht vernachlässigt werden, damit die resultirende Druckspannung aus Biegung und Druck festgestellt, und dafür gesorgt wird, dass die spezifische Pressung der Spurfanne die zulässigen Grenzen nicht überschreitet. Nöthigenfalls ist der Zapfen hierfür ausreichend zu verstärken.

Der Krahn wird von Hand geschwenkt. Für den Betrieb der Lastwinde und der Laufkatze ist ein Elektromotor in das Krahngerüst eingebaut, der bei 1000 minutlichen Umdrehungen 3 PS leistet. Aus der schematisch angedeuteten Anordnung des Triebwerkes ersieht man, dass der Elektromotor durch ein Wurmgetriebe auf eine senkrechte gemeinsame Vorgelegewelle für die Lastwinde und die Laufkatzenbewegung einwirkt, welche den Antrieb mittelst einer Reibkupplung durch eines der beiden Stirnräderwechselpaare für schnellen oder langsamen Gang auf die benachbarte Wendegetriebewelle übertragen kann. Diese ist mit losen Kegelhäderpaaren und in Feder und Nuth verschiebbaren Reibkupplungen zum wechselweisen Ein- und Auskuppeln der Kegelhänderäder ausgerüstet. Von dem unteren Wendegetriebe zweigt sich der rechts- und linksläufige Antrieb der Lastwinde, von dem oberen das Fahrwerk der Laufkatze je durch ein Stirnräderpaar ab. Die Lastkette wird von einer Kettennuss aufgewunden und fällt in den unten an der Krahnssäule eingeschalteten Kettenkasten. Auch die Laufkatze wird durch kalibrierte Kette und Daumenrad bewegt und in der üblichen Weise in den Lauf der endlosen Zugkette eingeschaltet.

Das Hebelwerk der Lastbremse ist derart mit dem Steuerhebel des Windenwendegetriebes gekuppelt, dass sich die Bremse beim Ausrücken des

Wendegetriebes schliesst und die aufgewundene Last schwebend festhält. Derartige Bremsen werden zweckentsprechend, wie bei den Becker'schen Konstruktionen, als Lüftbremsen mit Fallhebeln im Steuergestänge und nicht als Spannbremsen mit einfachem Handhebelgestänge ausgeführt, weil toter Gang im Steuergestänge, bei zwangsläufiger Bremshebelkupplung, leicht zu frühzeitiges Lösen hervorrufen kann, bevor die Kupplung fest geschlossen ist und die Last beherrscht. Lüftbremsen suchen sich bei unvollkommenem Lösen durch ihren belasteten Spannhebel stets wieder selbstthätig zu schliessen, und der Wurfhebel rückt andererseits die Kupplung sogar fest ein, wenn der Arbeiter den Hebel auf halbem Wege stehen lässt. Bei nicht ganz geschlossener Kupplung und bereits gelüfteter Bremse stürzt die Last frei nieder. Gekuppelte Sperrbrems- und Antriebsteuerungen müssen daher besonders sorgfältig durchgebildet werden, um Betriebsgefahren auszu-schliessen. Sicheren Schutz bieten eingebaute, selbstthätige Schleuderbremsen oder Senksperrbremsen.

#### **Schwebendes Kopflager für Giesserei-Drehkrahne.**

Die vorstehenden Beispiele entsprechen der am meisten üblichen Bauweise von Drehkrahnen für Giessereien, die gewöhnlich in einem oder in mehreren Exemplaren an den Umfassungsmauern aufgestellt werden, um den mittleren Raum der Giesshütte ganz für die Formarbeiten frei zu halten. Die Schwenkbarkeit des Krahnes bleibt hierbei auf einen Halbkreis beschränkt. Will man den ganzen Schwenkkreis ausnutzen, so lässt sich der Krahnsäulenkopf, wegen des hierzu erforderlichen grossen Abstandes von den Umfassungsmauern, nur am Dachgebälk oder durch ein schwebendes Kopflager, Fig. 3 bis 5, Taf. 33, abstützen, dessen wagerechte Spannstangen in den Mauerkronen verankert werden. Die Lagerrosette wird meist zur Aufnahme von 6 Spannstangen, seltener nur für 4 eingerichtet, weil im ersten Fall der horizontale Zapfendruck wenigstens stets durch zwei Stangen aufgenommen wird, während im zweiten Fall, bei der ungünstigsten Krahnstellung, nur eine der ausschliesslich zur Aufnahme von Zugkräften geeigneten Stangen den ganzen Zapfenschub auszuhalten hat. Bieten weder das Dachgebälk noch die Umfassungsmauern genügende Widerstandsfähigkeit für die eine oder die andere der beiden Kopflagerkonstruktionen, so bleibt für Krahne mit unbeschränkter Schwenkbahn nur die ganz freie Aufstellung übrig, indem man, wie bei den Uferkrahnen, eine Grundplatte mit feststehender Säule anwendet und das drehbare Krahngerüst über die Säule hängt und den ganzen Krahn auf einer Drehscheibe montirt. In beiden Fällen pflegt man dann ferner, statt der Galgenkonstruktion mit Auslegerstreben, das Krahngerüst als Blech- oder Gitterträger mit Kastenquerschnitt herzustellen, um sowohl das Eigengewicht zu beschränken, wie durch die Form des Auslegers mit einfachem Krümmungsübergang zwischen dem wagerechten Laufkatzen-träger und dem senkrechten Schenkelfuss, der die Stützsäule umschliesst und die Schwenklager aufnimmt, das Arbeitsfeld möglichst weit bis an die Krahnachse ausdehnen zu können. Hierfür liefern die beiden folgenden Konstruktionen Beispiele.

#### **Freistehender Säulendrehkrahn mit elektrisch betriebener Hubwinde für 3000 kg.**

Ausgeführt von E. Becker in Berlin-Reinickendorf für die Donnersmarekhhütte in Zabrze.

Figur 520 bis 522 liefern ein Beispiel für den Einbau des elektrischen Hubtriebwerkes in einen freistehenden Säulenkrahn mit vollwandig genietetem drehbarem Obergestell. Der wagerechte Ausleger mit 4250 mm nutzbarer Ausladung für eine Laufkatze, deren Fahrwerk durch Zugketten und Hand-



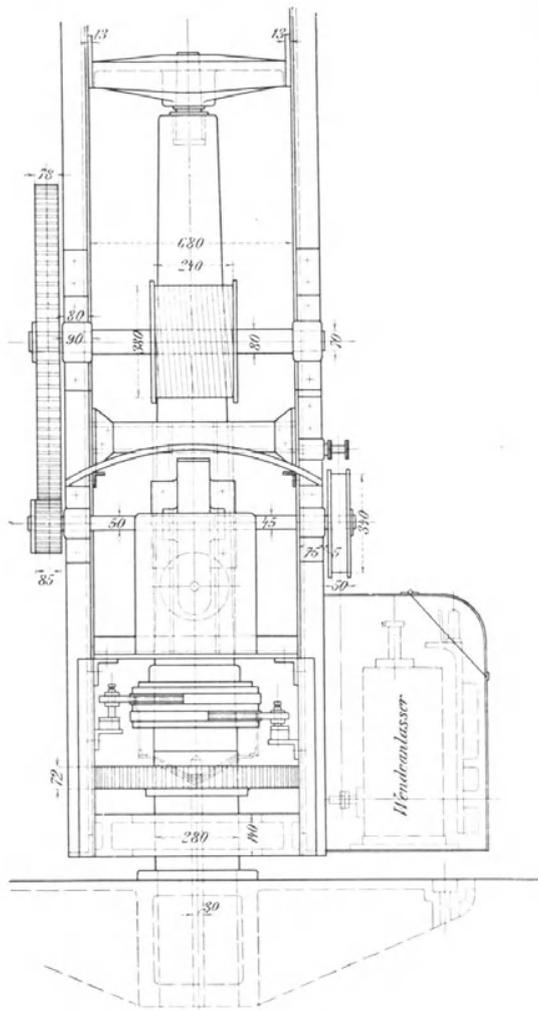


Fig. 522.

nach rechts oder links gelüftet wird und den Motor freigiebt, sobald er Strom empfängt.

Zum Schwenken dient die schräg an der Krahnbrust gelagerte Handkurbel, die durch Kegelräder eine kurze, senkrechte Welle antreibt und damit das am drehbaren Krahnobergestell auf dem Wellenfuss sitzende Ritzel in dem fest mit der Krahnsäule verbundenen Stirnrade abwälzt.

**Freistehender Säulendrehkrahne für 6 t Last mit 7 m Ausladung (Ingotkrahne) der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman mit 3 Drehstrommotoren.\*)**

Das drehbare Obergestell, Fig. 523 bis 525, S. 632, mit wagerechtem Ausleger für die Katzenbahn und Verlängerung des Auslegers nach rückwärts zur Aufnahme des Gegengewichtes ist in gefälligem Fachwerk ausgeführt. Ober- und Untergurt des Auslegers sind in wagerechter Richtung kräftig

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1568.

Haspel mit entsprechender Stirnräderübersetzung von unten betätigt wird, ist in der Figur fortgelassen. Er hat die Form des Auslegers, Fig. 1, Taf. 34.

Der Hubmotor steht auf einem am Krahnrücken angebrachten Blechkonsol und arbeitet mit gemischtem Vorgelege, aus Schneckengetriebe und einer Stirnradbremse bestehend, auf die ebenfalls am Krahnrücken gelagerte Windentrommel. Die Last hängt an einer losen Rolle und wird mit 4 m/min. gehoben. Die höchste Hakenstellung über dem Fussboden beträgt 3750 mm, die tiefste 2000 mm unter demselben, und der Gesamthub somit 5750 mm. Die Oberkante des Auslegers mit der Katzenbahn liegt 4580 mm über der Krahngrundplatte.

Der Wendeanlasser seitlich am Krahngerüst von Siemens & Halske — vgl. Bd. II, Fig. 210, S. 251 — ist zum Schutz gegen Beschädigungen und Hüttenstaub in einem Blechkasten mit Klappdeckel untergebracht und durch zwei Winkelhebel auf der Steuerwelle und Zugseile oder Zugstangen mit Kopfschlitten für wechselweisen toten Gang derart mit dem Hebel der Windenbremse verbunden, dass die Bremse beim Ausschlag des Steuerhebels aus der Mittellage

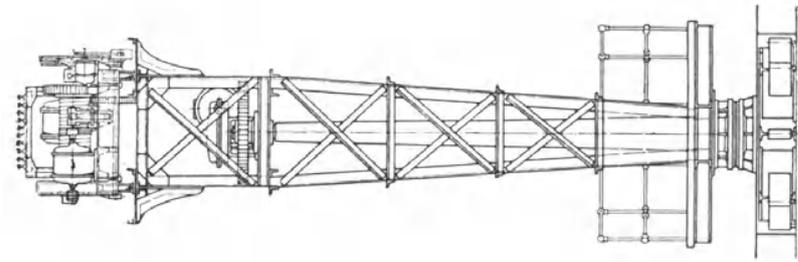


Fig. 524.

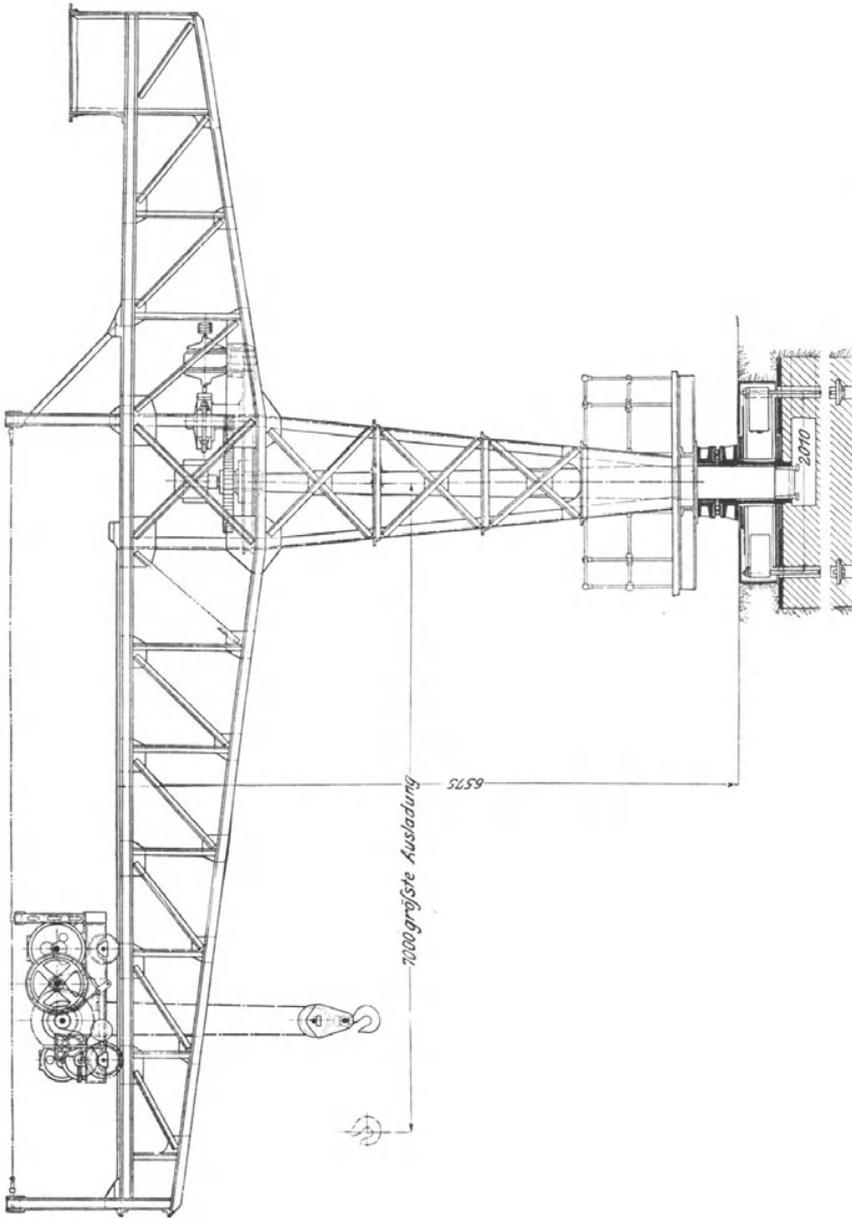


Fig. 523.

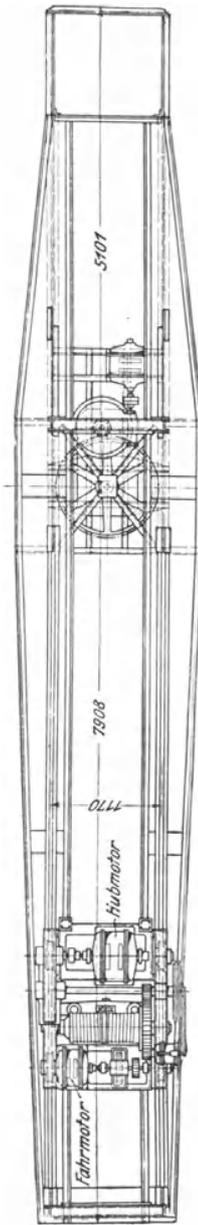


Fig. 525.

versteift und gegen Ausknicken gesichert. Der nach unten verjüngte Stützfuß des Obergestelles endigt mit vollen Blechwangen auf einem kräftigen Gussstück und läuft mit diesem auf einem doppelreihigen Kugelspurlager, dessen Untertheil die aus Stahlformguss bestehende Nabe des Grundankersternes bildet und die aus Stahl geschmiedete, freistehende Krahnssäule aufnimmt. Für die wagerechten Kräfte des Kippmomentes sind am Krahnfuß in das Kopfstück des Kugellagers und am Säulenkopf im Gitterwerk des Auslegers Halslager mit Bronzebüchsen eingebaut, um das Kugellager ausschliesslich durch die senkrechte Belastung zu beanspruchen. Diese Bauart bildet eine wesentliche Verbesserung älterer Konstruktionen, in denen die Resultante der senkrechten und wagerechten Krahngerüstkräfte am Krahnfuß durch ein einfaches Kugellager mit erheblich ungleichmässiger und schiefer Belastung aufgenommen wurde. Die Nabenrosette der Krahnssäule ist in einem aus I-Eisen mit Deckblechen zusammengenieteten Stern eingelassen, an dessen Armköpfen ösenförmig zusammengebogene kräftige Flacheisen mit den Stegen der I-Eisen vernietet sind und die Grundanker aufnehmen. Der am Stützfuß des drehbaren Obergestelles befestigte Führerstand sitzt mit einem Doppelkreuz aus L-Eisen auf dem Kopfstück des Kugellagers und trägt die drei Steuerwalzen für den Hub-, Dreh- und Katzenfahrmotor nebst den zugehörigen Anlasswiderständen. Fahr- und Drehsteuerung sind durch ein Universalgelenk verbunden, so dass der Krahnführer nur zwei Hebel zu bedienen hat. Die Stromkabel sind von unten durch eine Kernbohrung der Krahnssäule nach dem Führerstande geleitet und münden in zugänglicher Höhe in die Schleifringe auf der Säule aus, die in den Figuren nicht angegeben sind.

Die Laufkatze ist aus zwei kräftigen Stahlgusschilden mit zwei gusseisernen Querstücken hergestellt und trägt ihr Fahrwerk und die Lastwinde mit den zugehörigen Motoren. Beide Triebwerke haben doppelte Stirnrädervorgelege. Die Motorritzel bestehen aus Vulkanfiber mit zwischengeschalteten Rothgussplatten und laufen in Öl. Die elektromagnetische Bremse der Katzenwinde ist in der für Drehstrom mehrfach verbreiteten Form eines kleinen Bremslüftmotors, Bauart Schuckert, D. R. G. M. 128258, — Bd. II, S. 204, ausgeführt, der den Bremshebel beim Anlassen durch eine Räderübersetzung lüftet, dann unter Strom stehen bleibt, sobald der Hebel gegen seinen Grenzanschlag stösst, und beim Abstellen der Winde stromlos durch Gewichteinwirkung in die Mittellage zurückkehrt.

Die Last hängt an einem 14 mm dicken Stahldrahtseil, dessen Enden von den beiden Trommelhälften auf- oder abgewickelt werden, und das mit zwei herabhängenden Schlingen für ein loses Rollenzwillingspaar die Last mit vier Strängen trägt. Die Trag- und Ausgleichrolle für die Seilmittte ist in der Katze neben der Trommel untergebracht.

Das Drehwerk ist auf einer Bühne in der Ebene des unteren Auslegergurtes eingebaut und arbeitet mit einem wagerechten Schneckenvorgelege auf ein Stahltriebritzel, das sich an einem ruhenden, auf der feststehenden Krahnssäule aufgekeilten Stirnrade abrollt. Alle Räderwerke sind gefräst.

Der Hubmotor hebt die Last mit 8,5 m/min Geschwindigkeit durch einen Motor von 16 PS<sub>e</sub> bei 750 Uml./min. Der Fahrmotor hat 3 PS<sub>e</sub> und arbeitet ebenfalls mit 750 Uml./min. Er liefert eine Fahrgeschwindigkeit von 20 m/min. Der Drehmotor von 5 PS<sub>e</sub> läuft mit 750 Uml./min und schwenkt die Last im Kreise von 7 m Halbmesser mit 1 m/min.

Als Drehstrommotoren arbeiten alle Maschinen unter wechselnder Belastung mit nahezu gleichbleibender Geschwindigkeit, und der Hubmotor verwandelt sich beim Lastsenken in einen asynchronen Generator, der bei genügender Belastung auf das Netz zurückarbeitet. Stoppen der Katzen-

fahrt und der Drehung des Krahns erfolgt durch das für Drehstromanlagen zulässige Umsteuern auf Gegenstrom, Bd. II, S. 174.

Anordnung und Wirkungsweise der Lahmeyer'schen Steuerwalzen sind in Bd. II, S. 314, beschrieben. Der in Düsseldorf 1892 ausgestellte Krahn ist von Bechem & Keetman schon vorher in gleicher Ausführung mehrfach für Hüttenwerke zum Ausheben und Einsetzen von Stahlblöcken in Durchweichgruben geliefert.

#### z. Thurm- und Pyramiden-Werftkrahne.

Die ins Riesenhafte gewachsenen Abmessungen der grossen Seedampfer haben eine entsprechende Steigerung der für ihren Bau erforderlichen Werftkrahne zur nothwendigen Folge gehabt mit Ausführungen bis über 40 m Ausladung, von der Drehachse gerechnet, und mehr als 40 m Hubhöhe über Oberkante Bollwerk, bei Nutzbelastungen bis 150 t und einer Tragfähigkeit, welche ein Herausfahren der grössten Last etwa auf die Hälfte der vollen Ausladung gestattet. Die gleichzeitigen Anforderungen an möglichst umfassende Beherrschung des ganzen Arbeitsfeldes und gesteigerter Arbeitsgeschwindigkeit führten zur Befriedigung dieser Bedürfnisse durch Drehkrahne mit wagrechtem Ausleger und Laufkatze.

#### Benrather Thurm-Werftdrehkrahne.

Auf Anregung des Abtheilungsingenieur O. Günther von der Hafenbauinspektion in Bremen hat die Benrather Maschinenfabrik zur Lösung der Aufgabe die vorher nur hie und da für kleinere Krahne benutzte Bauart mit einer Mantelsäule zur äusseren Abstützung des drehbaren Auslegerschaftes — vergl. Bd. II, S. 711, Fig. 640 — gewählt, die bei entsprechender Ausgestaltung der Konstruktion zu einem eisernen Fachwerkthurm mit innenstehender, ebenfalls aus Gitterwerk hergestellter Drehsäule für den Ausleger die Möglichkeit bietet, das obere Halslager der Krahnssäule für jede geforderte Höhe in geeigneter Weise abzustützen und das Kippmoment des Krahns durch den Thurm abzufangen.

Die Photographie, Fig. 526, giebt das Gesamtbild eines in dieser Weise für die Howaldt-Werke in Kiel von der Benrather Maschinenfabrik und der Gutehoffnungshütte, welche die Eisenkonstruktion geliefert hat, gebauten 150 t-Krahnes, der in der äusseren Form dem ersten, wenig früher fertiggestellten Werftkrahnen für den Kaiserdock in Bremerhaven entspricht. Fig. 527 ist ein Bild der Eisenkonstruktion, wie sie sich darstellt, wenn man im Innern des Thurmes aufwärts nach dem Kopfhalslager hinaufschaut, und Fig. 528, S. 636, eine Photographie des Fusslagers, das als Walzenlager ausgebildet bei den Benrather Konstruktionen den Drehantrieb durch ein Triebstockzahnrad der Oberschale durch Vermittlung einer Reihe von Stirnrädervorgelegen von einem auf dem Fussboden aufgestellten Elektromotor aufnimmt und durch die Krahnssäule bis zum Ausleger fortpflanzt.\*)

Der Krahn in Bremerhaven ist mit einer einzigen, in die Laufkatze eingebauten, elektrisch angetriebenen Winde für 150 t ausgerüstet und trägt auf dem nach rückwärts verlängerten, kürzeren Auslegerarm ein totes Gegengewicht zum Ausgleich des mittleren Kippmomentes.

Für den Howaldt-Krahn ist das tote Gegengewicht durch das Maschinentriebwerk für die 150 t-Winde ersetzt, die als Spillwinde mit doppelten

\*) Die Photographien sind dem Bericht des Verfassers über die Ausstellung in Düsseldorf 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1107 u. f., entnommen. Vollständige Zeichnungen der ganz gleichen Fusslagerkonstruktion mit Kegelwalzen und weitere Ausführungstheile für den Werftkrahnen in Bremerhaven mit der Lastwinde, Laufkatze u. s. f. hat die Benrather Maschinenfabrik, Z. d. V. d. I. 1899, S. 1481 u. f. mit Taf. XXII veröffentlicht.

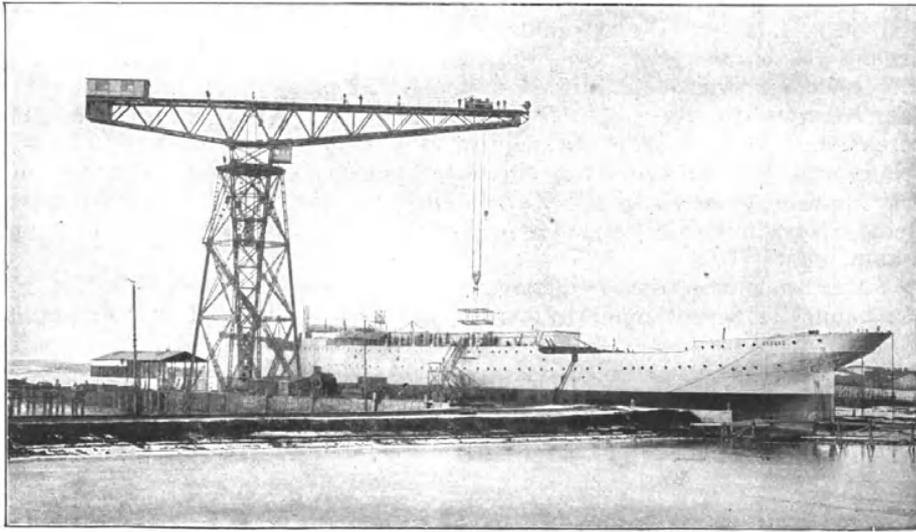


Fig. 526.

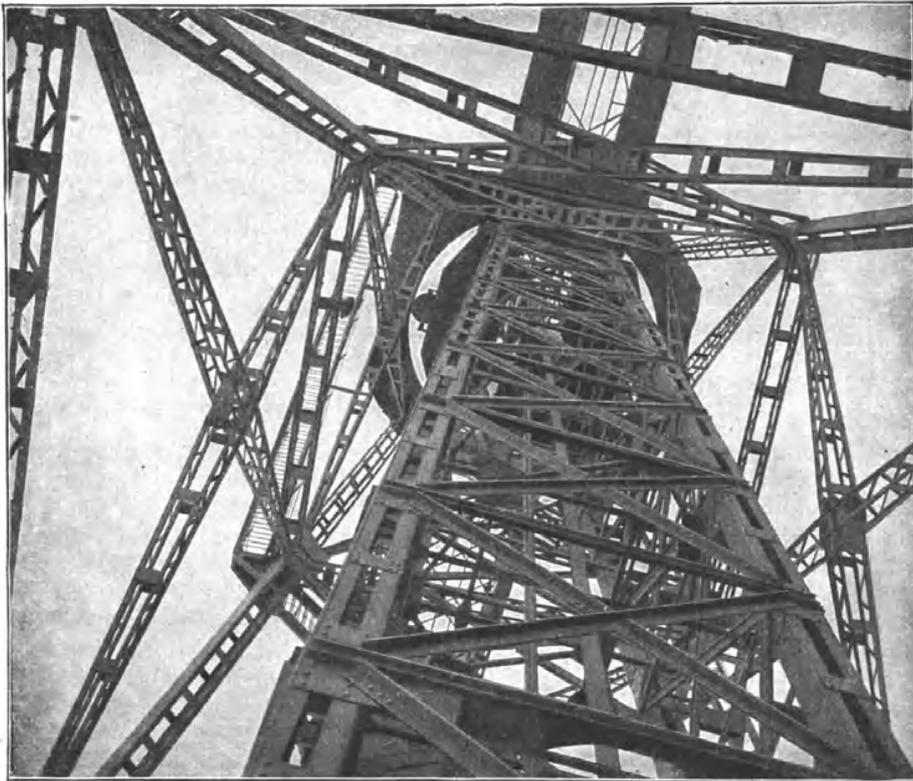


Fig. 527.

Windentrommeln und neunfacher Umschlingung für den Reibschluss des 60 mm dicken Stahldrahtseiles des Lastflaschenzuges gebaut — vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1507 und 1899, S. 1482 — das leere Trum in die Krahnssäule ablaufen lässt, wo es durch einen Spannflaschenzug, D.R.P. 111988, aufgespeichert wird. In die Hauptwinde ist ausserdem auch noch das Fahrtriebwerk für die Katze eingebaut, eine besondere Zugseiltrommel, die durch eine einrückbare Reibkupplung vom Windetriebwerk aus in Thätigkeit gesetzt werden kann, um die Katze bei unveränderter Höhenlage der Last zu verschieben. In die Katze selbst ist nur noch eine selbständige kleine Hilfswinde mit besonderem Elektromotor für Lasten bis 15 t eingebaut.

Abgesehen von dieser nützlichen Zuthat zum rascheren Arbeiten mit den häufig zu bewältigenden kleinen Lasten ist der Vortheil der Ersparniss

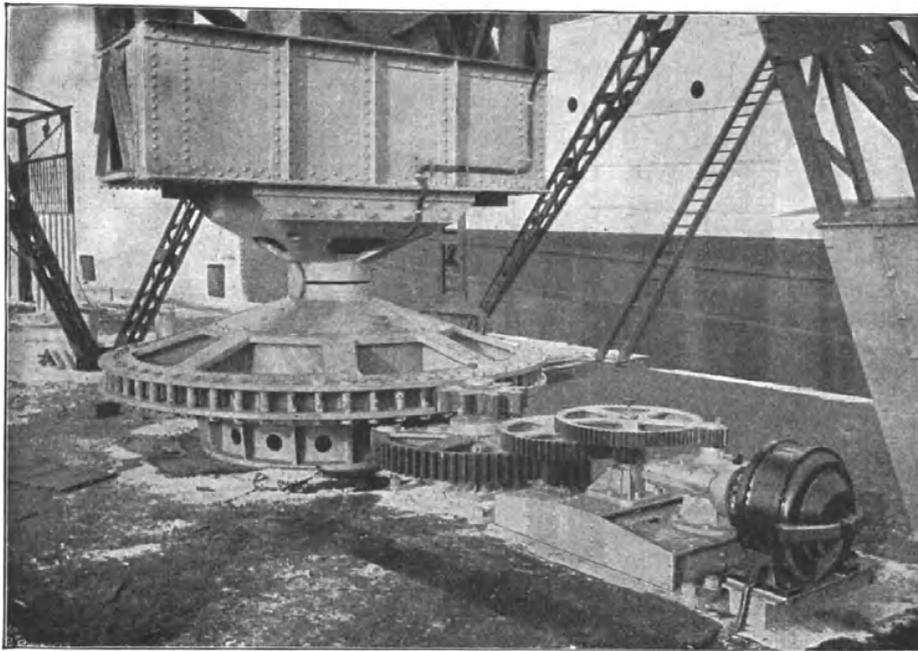


Fig. 528.

eines besonderen toten Gegengewichts und des verminderten Eigengewichts der Laufkatze durch den Verzicht auf den unmittelbaren Einbau von Elektromotoren für die grosse Winde und für ein selbstständiges Fahrwerk von zweifelhaftem Werth, weil der hohe Kraftverbrauch der Laufkatzen mit eingehängtem Lastflaschenzug beim Fahren durch den Seillauf über die Flaschenzugrollen — vergl. die Rechnungen S. 618 u. f. — auch beim Horizontaltransport kleiner Lasten unverhältnissmässig viel elektrische Energie beansprucht. Ausserdem ist der Wirkungsgrad von Spillwindentrommeln — vergl. S. 139 — an sich ungünstig, und hier ganz besonders durch die aussergewöhnlich starken Drahtseile und ihre neunfache Umschlingung mit ebenso zahlreichen Biegungen bei den wiederholten Übergängen von einer Trommel auf die andere. Der Spannflaschenzug erzeugt weitere Wirkungsverluste und Seilverschleiss.

In einer dritten 1902 begonnenen Krahn Ausführung für William Beardmore & Co., Lim. in Glasgow ist Benrath wieder zur Wahl von Laufkatzen

mit eigenen Fahr- und Windenmotoren zurückgekehrt, hat aber die Anordnung dahin abgeändert, dass der Krahn zwei Laufkatzen erhält, die sich auf den beiden entgegengesetzten Auslegerarmen bewegen, eine kleinere für Lasten bis 30 t auf dem längeren Ausleger zur Beherrschung eines Arbeitsfeldes von 8,5 m innerem und 42,5 m äusserem Halbmesser, und eine grosse für Vollbelastung bis 150 t auf dem kürzeren Ausleger mit einem Arbeitsfeld zwischen 8,5 und 22 m Halbmesser. Der Hakenhub der kleinen Katze beträgt 43 m, der der grossen Winde 42 m über Bollwerkoberkante.

Hierbei dienen die beiden Katzen in der Weise gegenseitig als Gegengewicht, dass jede für sich auf ihrer vollen Bahnlänge benutzbar ist, wenn die andere unbelastet in ihrer Endstellung steht. Diese Betriebsweise wird dadurch gesichert, dass die jeweils als Gegengewicht dienende Katze vom Fahr- und Hubbetrieb abgeschaltet wird, wenn die andere Strom empfängt, der Stromwechsel selbst aber nur in den programmässigen, einander entsprechenden Endstellungen möglich ist.

Im übrigen ist auch hier das Spillwindensystem für die grosse Katze beibehalten, um die Trommelbreite angesichts der grossen Seilförderlänge für die grosse Hubhöhe und den mehrrolligen Lastflaschenzug möglichst zu beschränken.

Jede Katze soll mit zwei Hauptstrommotoren von 52 PS, also mit 104 PS, und einem Fahrmotor von 12 PS ausgerüstet werden und damit 150 t 1,5 m/min, 75 t 2,8 m/min durch die grosse Winde und 30 t 9,5 m/min, 15 t 18 m/min durch die kleine Winde heben.

Die Fahrgeschwindigkeit ist für die grosse Katze zu 6,5 m/min, für die kleine zu 16,4 m/min veranschlagt, und für eine volle Krahnsschwenkung, wie beim Howaldt-Krahn, eine Zeitdauer von 10 Min. vereinbart.

**Pyramiden-Werftdrehkrahn der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Bechem & Keetman für die Germania-Werft von Friedrich Krupp in Kiel.\*)**

Bechem & Keetman führen das äussere Stützgerüst ihrer drehbaren Riesenwerftkrahne mit wagerechtem Ausleger und Laufkatze statt in schlanker viereckiger Thurmform in Gestalt einer dreibeinigen Pyramide mit weit gespreizten Füßen aus, Fig. 529, S. 638, um durch diese ihnen geschützte Bauart Platz für drei Durchfahrtgeleise zu gewinnen, und verlegen den Schwenktrieb in das obere Halslager, um das Gitterwerk der Krahnssäule nur durch das verhältnissmässig kleine Reibungsmoment des Fusswalzenlagers auf Torsion zu beanspruchen und das Hauptdrehmoment durch den erheblich widerstandsfähigeren Querschnitt der äusseren Stützpyramide zur Erde zu leiten. — Siehe die Vergleichsrechnungen Z. d. V. d. I. 1901, S. 1762.

Die allgemeinen Abmessungen des für die Germania-Werft in Kiel ausgeführten Krahnes mit 22,75 m grösster Ausfahrweite der vollen Last, 150 t, und 37,65 m für den Haken der Hilfswinde mit 45 t sind aus der Skizze, Fig. 529a, S. 639, ersichtlich und bleiben nur wenig hinter der grössten Ausladung und Höhe des Benrather Krahnes für die Howaldt-Werke zurück.

Die schwierige Eisenkonstruktion ist von der Brückenbauanstalt Aug. Klönne in Dortmund geliefert, die elektrische Ausrüstung von Siemens & Halske.

Zum Schwenken dienen zwei hintereinander geschaltete Hauptstrommotoren von je 18 PS bei  $n=510$  in der Minute, welche in die Untergurtung des Auslegers am Führerhaus einander diametral gegenüber am

\*) Bechem & Keetman selbst bezeichnen ihre Werftkrahne mit Pyramiden-Stützgerüst als Hammerkrahne wegen der Form des Auslegers mit seiner dem Hammerhandgriff gleichenden Stützsäule.

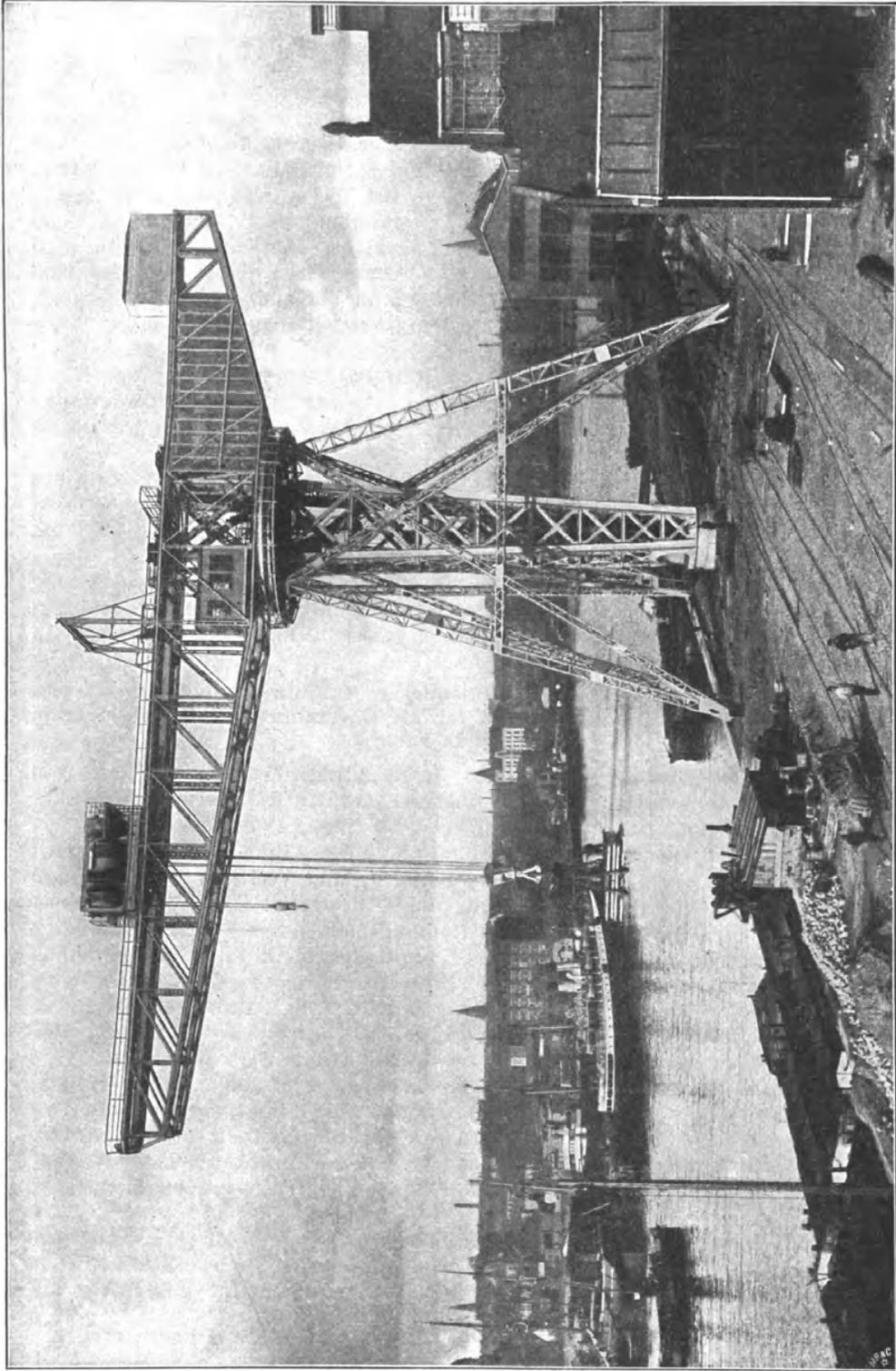


Fig. 529.

Stützring des oberen Halsrollenlagers eingebaut und mit gleichen Übersetzungstriebwerken ausgerüstet durch den doppelten Eingriff im Umfang des Triebstockkranzes ein reines Drehmoment ohne resultierende Einzelkraft erzeugen, das von der Stützpyramide aufgenommen, schliesslich in den Fusspunkten der Pyramidenstreben nur mit geringen wagerechten Kräften das Fundament beansprucht.

Bei den Probeversuchen verbrauchte der Krahne unter starkem Wind mit nahezu voller Belastung, 147 t, in 18,5 m Abstand von der Drehachse 18,3 bis 22 PS, je nachdem die ganze Drehung in 17 oder in 4 Minuten ausgeführt wurde. Die vertragsmässige Schwenkdauer von etwa 7 Minuten

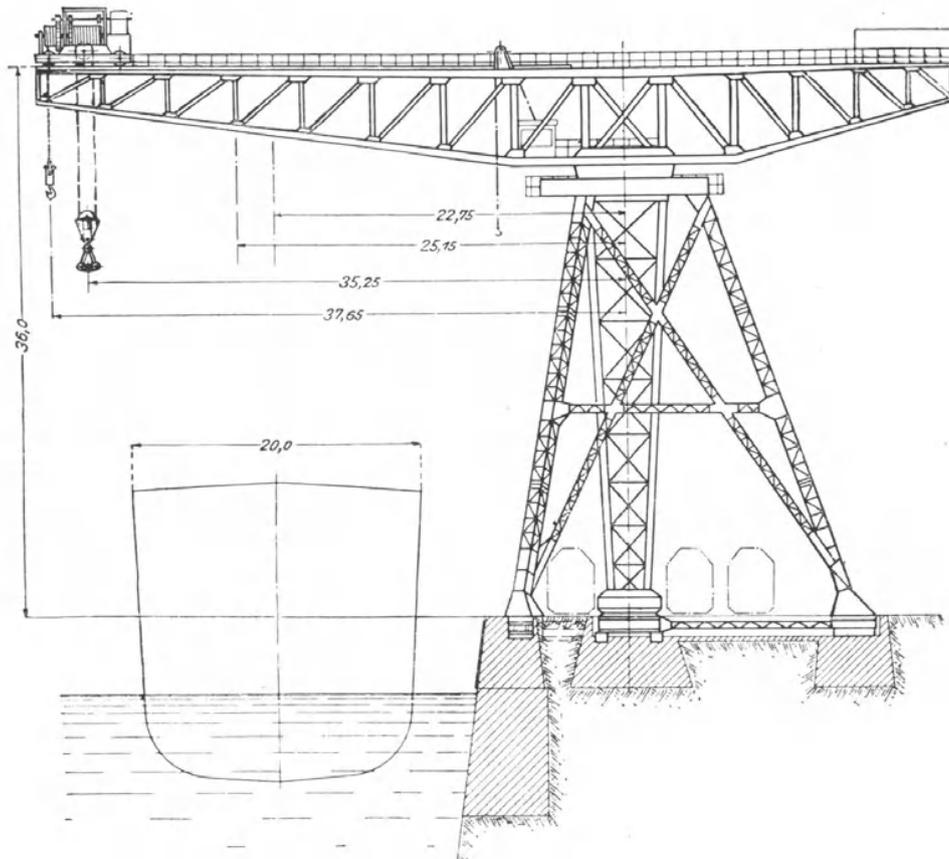


Fig. 529a.

wurde also fast mit der halben verfügbaren Leistung erreicht und die Motoren bieten eine sehr reichliche Reserve für noch stärkeren Winddruck.

Bei der Wahl der Laufkatzenbauart haben sich Bechem & Keetman unter Anbringung eines festen Gegengewichts am hinteren Auslegerarm dazu entschlossen die Hauptwinde mit der Hilfswinde in einem gemeinsamen Wagenrahmen einzubauen und mit 3 gekuppelten Hauptstrommotoren anzutreiben, die je nach der Einstellung der Trommelkupplung entweder die grosse Winde für 150 t oder die kleine für 45 t mit entsprechend grösserer Geschwindigkeit in Thätigkeit setzen. Mit dem selbstständigen Fahrmotor trägt die Katze also im ganzen 4 Motoren. Auch wurde im Interesse des wesentlich günstigeren Wirkungsgrades die gewöhnliche Trommelanordnung mit vollständiger Seilaufwicklung dem Spillwindensystem,

trotz der dadurch bedingten grossen Abmessungen für die lange Förderseilstrecke vorgezogen. Die hiermit gewonnenen Ergebnisse haben die gehegten Erwartungen hinsichtlich der Beschränkung des Energieverbrauchs nicht nur für die Winde, sondern auch für das Fahrtriebwerk voll erfüllt, zum Theil sogar noch erheblich übertroffen.\*) Die Beschreibung der Katze ist hier angeschlossen.

**Viermotoren-Laufkatze mit Hilfswinde für den 150 t-Krahn der Krupp'schen Germania-Werft in Kiel von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vormals Bechem & Keetman.\*\*)**

Die Hauptlast hängt in der Duisburger Katze, Fig. 530, an zwei dreirolligen Flaschenzügen, deren lose Rollen, im ganzen 4, in der Schäkelflasche zu einem Zwillingzug vereinigt sind. Ebenso sitzen die zugehörigen beiden oberen Leitrollen in der Katze in einem gemeinsamen Gehäuse auf gemeinschaftlicher Achse lose. Eine dazwischen eingebaute dritte Rolle trägt die ruhende Seilschlinge des zweitrümmig verwendeten, in der Mitte zusammengebogenen Lastseiles von 52 mm Durchmesser und dient zum Ausgleich etwa verschiedener Dehnungen in den beiden von hier ausgehenden Seilstrecken, deren Enden über Kreuz von den beiden grossen Trommeln  $A_1$  und  $A_2$ , Fig. 532, aufgenommen werden. Die Last hängt also an 8 Seilsträngen, und die eingeschalteten zusammengebauten Flaschenzüge liefern eine Gesamtübersetzung von 1:4.

Der steigbügelförmige Lastschäkel ist nicht, wie sonst üblich, aus einem Stück geschmiedet, sondern der un-

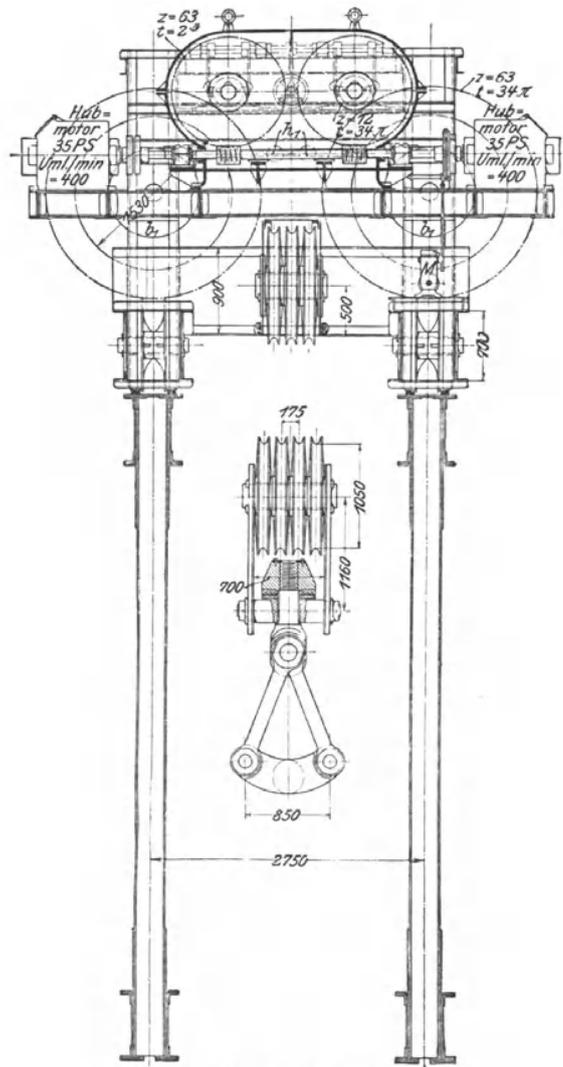


Fig. 530. 1:75.

\*) Die Ergebnisse der Abnahmeversuche finden sich in dem Bericht des Verfassers, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1848 u. f. — Eine Reihe von Zuschriften in der Z. d. V. d. I. 1900, S. 430; 1901, S. 1507 u. 1762; 1902, S. 175 u. 659, enthält den Streit der Benrather Maschinenfabrik und der Duisburger über die geeignetste Bauart grosser Werftkranne. Der Einwand gegen die Duisburger Konstruktion, der hochliegende Drehantrieb werde durch Deformationen im Gerüst zu Störungen des regelrechten Triebstockeingriffs führen, hat sich bei sorgfältigster Prüfung seitens der Abnahmekommission in keiner Weise bestätigt.

\*\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1572 u. f. u. S. 1848 u. f.

tere gekrümmte Bügel unter Vermeidung von Schweissstellen durch doppelte Hängeglieder und Zapfenverbindungen an den Königbolzen angeschlossen, der in der Unterflascne von einem dreireihigen Kugelstützlager getragen wird.

Die Ausführungsart ermöglicht eine zuverlässige Spannungsberechnung, die sich für geschlossen geschmiedete Bügel wegen der gekrümmten Ecken nicht durchführen lässt.

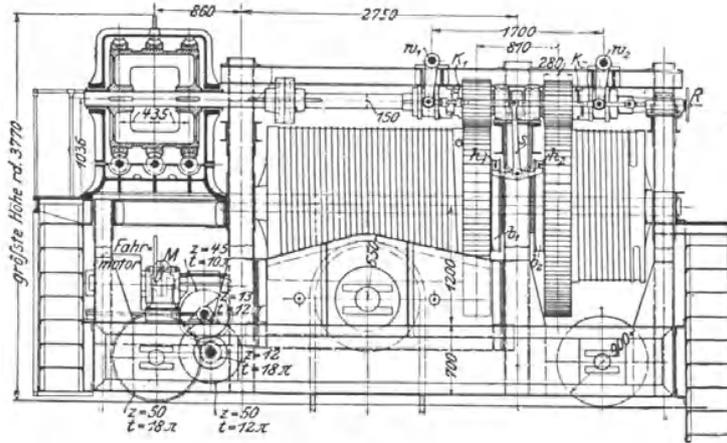


Fig. 531.

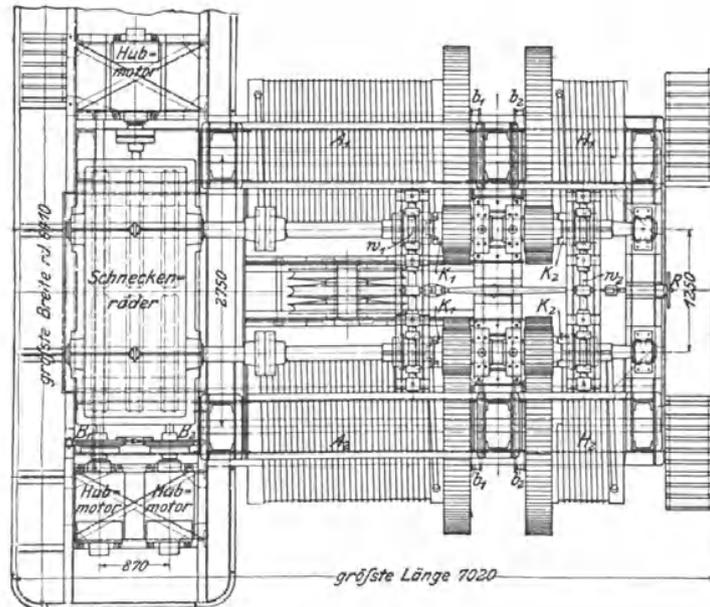


Fig. 532. 1:75.

Der gemeinschaftliche Antrieb beider Trommeln, Fig. 530 bis 532, erfolgt durch 3 Hauptstrommotoren von Siemens & Halske von je 35 PS mit 550 V und 400 Uml./min unter voller Belastung. Die Motoren sind durch drei Doppelschneckengetriebe nach der Kauermann'schen Anordnung, Fig. 173, S. 208, derart miteinander gekuppelt, dass sich die Arbeitsdrucke auf die 6 Schneckengetriebe selbstthätig vollkommen gleichmässig ver-

theilen. Die weitere Kraftfortleitung von den beiden Schneckenradwellen nach den getrennten Windentrommeln durch zwei symmetrische Stirnrädervorgelege mit gleicher Übersetzung sichert auch für die Stirnräder zwangsfreien Gang und gleiche Belastung.

Aus der Übersetzung der eingängigen Wurmgetriebe 1:63 und dem der einfachen Stirnrädervorgelege 12:63 folgt mit der vierfachen Übersetzung des Flaschenzuges und 1530 mm Trommeldurchmesser, bei 400 Motorumläufen in der Minute, die Hubgeschwindigkeit

$$v = 400 \cdot \frac{1}{63} \cdot \frac{12}{63} \cdot \frac{1}{4} \cdot 1,53 \pi = 1,455 \sim 1,5 \text{ m/min.}$$

Die Arbeit am Haken beträgt 48,5 PS, die Leistung der drei Motoren 105 PS und somit der im Entwurf zugrunde gelegte Wirkungsgrad  $\eta = 0,46$ .

Bei den Abnahmemessungen des Energieverbrauches wurde der tatsächliche Gütegrad wesentlich höher ermittelt und zwar einschliesslich der Wirkungsverluste im Motor ungefähr für die Grenze der regelrechten Betriebslast, d. i. 147 t,  $\eta = 0,66$ . Für die Probelastung mit 198 t betrug  $\eta$  noch 0,48 und bei 96 t 0,45. Für 46 t sank  $\eta$  auf 0,35, weil die grossen Eigengewichte der Triebwerktheile für die Riesenlast beim Leerlauf allein 44 PS beanspruchen und auf den Energieverbrauch der kleineren Lasten selbstverständlich einen hervorragenden Einfluss äussern.

Die Kupplungscheiben der beiden äusseren Motoren sind als Bremscheiben für zwei elektromagnetische Lüftbremsen mit spiralförmig gewundenen und mit Holz gefütterten Bremsbändern benutzt, deren Spannhebel durch einen gemeinsamen Siemens'schen Bremsmagnet *M*, Bd. II, S. 201, Fig. 163, mit Drehanker gesteuert werden.

Die Hilfstrommeln  $H_1$  und  $H_2$  für 45 t Grenzbelastung sitzen auf den verlängerten, an den Enden festgehaltenen Wellen der Haupttrommeln und laufen, wie diese mit ihren Rädern verschraubt, lose. Ihre Durchmesser und Stirnrädervorgelege stimmen mit denen der Haupttrommeln vollständig überein. Da ihr Antrieb auch von den gleichen Motoren mit dem Gruppenschneckengetriebe erfolgt, die Last aber nur an einer wirkungslosen Rolle in einer einfachen Seilschlinge hängt, deren Enden von den beiden Trommeln aufgenommen werden, ist die Hubgeschwindigkeit, gleiche Umlaufzahl der Motoren wie im ersten Fall vorausgesetzt, die vierfache der grossen Winde, d. h. 6 m/min, weil der Rollenzug mit vierfacher Übersetzung im Triebwerk fehlt.

Den abwechselnden Betrieb der Haupt- und der Hilfswinde vermitteln die ausrückbaren Klauenkupplungen  $K_1$  und  $K_2$ , die, in Feder und Nuth auf der Ritzelwelle verschiebbar, von dem Handrade *R* aus mit Schraubenspindel und Schubgestänge durch die beiden Querwellen  $w_1$  und  $w_2$  wechselseitig ein- und ausgerückt werden. In Fig. 531 und 532 ist die Hilfswinde durch die Kupplung  $K_2$  eingerückt, die Hauptwinde ausgeschaltet.

Das Ablafen der leeren Lastgeschirre der ausgeschalteten Trommeln wird durch besondere Bremsen verhindert, deren belastete Spannhebel  $h_1$  oder  $h_2$  von dem Steuerwerk der Klauenkupplungen für die festzuhaltenden Trommeln freigegeben werden. Dies geschieht durch die ankerförmige Schwinge *s*, welche im gezeichneten Fall die Hebel  $h_2$  der Hilfstrommel-Bremsscheiben  $b_2$  zum ungehinderten Arbeiten mit der kleinen Winde gelüftet hält, dagegen die Hebel  $h_1$  für die Hauptwindenscheiben  $b_1$  freigegeben hat. Die Bremsscheiben  $b_1$  und  $b_2$  sind unmittelbar mit ihren Windentrommeln verschraubt.

Die Katze läuft auf 8 Rädern, von denen je 2 mit ihrem zwischengebauten Antriebrade verschraubt, Fig. 533, lose auf gemeinschaftlicher Achse sitzen.

Der Fahrmotor von 12 PS bei 635 Uml./min ist auf dem vorderen Querbalken des Katzenwagens in der Mitte eingebaut und unmittelbar mit einem zweigängigen Schneckengetriebe gekuppelt, dessen Rad 45 Zähne hat. Die Schneckenradwelle, Fig. 533 und 534, geht nach rechts und links zu den beiden gegenüberstehenden Laufrädern und verzweigt sich auf beiden Seiten durch die Doppelstirnradvorgelege.

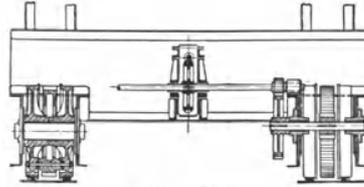


Fig. 533.

Aus den Übersetzungszahlen der Fig. 531, S. 641, folgt die Fahrgeschwindigkeit

$$v = 0,9 \pi \frac{12}{50} \cdot \frac{13}{50} \cdot \frac{2}{45} \cdot 635 \sim 5 \text{ m/min.}$$

Die Lage der Trommeln über den Längsträgern der Katze belastet das Trägerwerk des Katzenwagens günstig. Laufstege und Podeste gewähren leichte Zugänglichkeit für die Wartung aller Triebwerke.

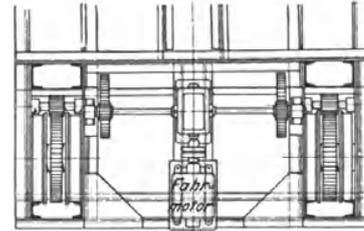


Fig. 534.

Zum raschen Heraufholen kleiner Lasten bis 1 t für Montage- und ähnliche Arbeiten ist noch ein fahrbares, kleines Bockgerüst als selbständige Hilfskatze auf dem Ausleger angeordnet, deren Lastseil auf eine Winde am Krahnführerstand läuft.

Bei den Fahrversuchen wurde die Katzensgeschwindigkeit mit 147 t Belastung von 1,7 bis 6 m/min gesteigert und für die grösste Geschwindigkeit, welche die vertragsmässige noch um 1 m, d. i. 20% überstieg, im Mittel für zwei entgegengesetzte Fahrten ein Energieverbrauch von 13,44 PS gemessen, so dass der 12 PS Motor für die regelrechte Leistung sehr passend gewählt ist.

**Vorzüge der Wahl einseitiger Laufkatzenbahn mit festem Gegengewicht für Werftdrehkrahne gegenüber getrennten Katzen mit entgegengesetzten Bahnen.**

Die Frage, ob angesichts des Bedürfnisses, für die Riesenwerftkrahne ausser der Hauptwinde noch eine Hilfswinde zum schnelleren Arbeiten mit kleineren Lasten anzuordnen, die Gerüstkkräfte kleiner ausfallen, wenn man beide Winden in einer Katze vereinigt und das mittlere Kippmoment durch ein totes Gegengewicht am Auslegergegenarm ausgleicht oder die Winden auf zwei Katzen vertheilt und diese auf den entgegengesetzten Auslegerarmen nach entgegengesetzten Seiten laufen lässt, um das Eigengewicht der Katzen zum theilweisen Ausgleich der Kippmomente zu verwerthen, hat die Duisburger Maschinenbau A.-G., vorm. Bechem & Keetman zu nachstehender Vergleichsrechnung veranlasst.

Unter Hinweis auf die vollständigere Skizze des Pyramidenkrahns, Fig. 529a, S. 639, genügen zur Untersuchung die schematischen Figuren 535 und 536, S. 644, der drehbaren Krahngerüste für die beiden miteinander zu vergleichenden Fälle. Zur anschaulicheren Beurtheilung sind die allgemein entwickelten analytischen Beziehungen schliesslich noch in Zahlenwerthe umgesetzt, die den Grundwerthen ein und desselben als Beispiel herausgegriffenen Ausführungsfall entsprechen.

Bauart I, Gemeinsame Laufkatze mit Haupt- und Hilfswinde und festem Gegengewicht, Fig. 535, S. 644.

Es bezeichnet <i>P</i>	die grosse Last, . . . . .	120 t
<i>a</i>	deren grösste Ausladung, . . . . .	24,5 m
<i>f</i>	deren kleinste Ausladung, . . . . .	7,5 m
<i>K</i>	das Katzensgewicht mit 2 Hubwinden, . . . . .	48 t
<i>E</i>	das Eigengewicht des drehbaren Krahngerüsts, . . . . .	225 t
<i>e</i>	dessen Hebelarm, . . . . .	2,8 m

- $G$  das Gegengewicht,
- $g$  dessen Hebelarm, . . . . . 18,5 m
- $V$  den Vertikaldruck im Fusslager der Krahnssäule,
- $H$  den Horizontalschub in den Säulenlagern,
- $h$  den Abstand zwischen Druckring des oberen Halslagers und dem Königzapfen, der das untere Walzenlager centrirt, . . . . . 30 m

Dann ist für die entgegengesetzten Kippmomente des belasteten und leeren Krahnnes

$$\max M_l = Ee + Ka + Pa - Gg$$

und  $\max M_r = -Ee - Kf + Gg.$

Für die Bedingung, dass beide Werthe gleiche Grösse erhalten, wird

$$G = \frac{2Ee + Pa + Ka + Kf}{2g}$$

d. i.  $G = \frac{2 \cdot 225 \cdot 2,8 + 120 \cdot 24,5 + 48 \cdot 24,5 + 48 \cdot 7,5}{2 \cdot 18,5} = 155 \text{ t}$

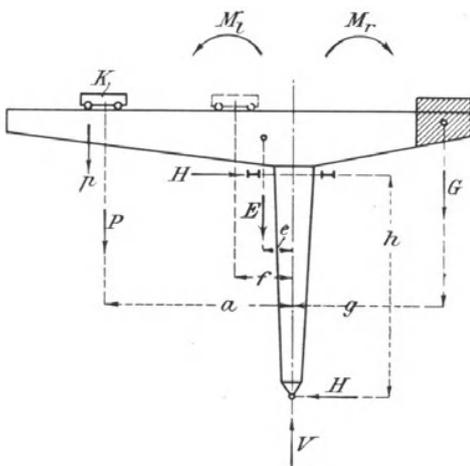


Fig. 535.

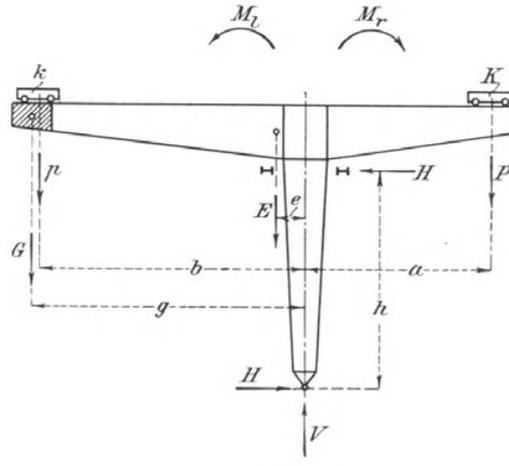


Fig. 536.

Durch Einsetzen des allgemeinen Ausdrucks von  $G$  in eine der beiden ersten Momentengleichungen erhält man

$$M_{\max} = \frac{Pa}{2} + \frac{K}{2}(a - f)$$

$$M_{\max} = \frac{120 \cdot 24,5}{2} + \frac{48}{2}(24,5 - 7,5) = 1878 \text{ tm}$$

sowie  $H_{\max} = \frac{M_{\max}}{h} = \frac{1878}{30} = 62,6 \text{ t}$

sowohl für den belasteten wie für den unbelasteten Krahn.

Ferner ist für den belasteten Krahn

$$V = P + K + E + G = 120 + 48 + 225 + 155 = 548 \text{ t}$$

und für den unbelasteten  $V = K + E + G = 428 \text{ t}.$

Bauart II, mit 2 getrennten Katzen, welche sich auf den beiden entgegengesetzten Auslegerarmen durch ein gemeinsames Fahrwerk derart bewegen, dass sie aus ihren kleinsten Ausladungen gleichzeitig in ihren äussersten Stellungen eintreffen, Fig. 536.

- Bezeichnet hier  $P$  wieder die grosse Last, . . . . . 120 t
- $K$  das Gewicht der grossen Katze, . . . . . 35 t
- $a$  die grösste Ausladung für die grosse Katze auf dem kurzen Auslegerarm, . . . . . 24,5 m
- $p$  die kleine Last, . . . . . 45 t
- $k$  das Gewicht der kleinen Katze, . . . . . 15 t

<i>b</i>	die grösste Ausladung für die kleine Katze auf dem langen Auslegerarm, . . . . .	35,5 m
<i>E</i>	das Eigengewicht des drehbaren Krahngerüstes, . . . . .	250 t
<i>e</i>	dessen Hebelarm, . . . . .	2,3 m
<i>G</i>	das etwa noch erforderliche Gegengewicht im Kopf des langen Auslegers, . . . . .	
<i>g</i>	dessen Hebelarm, . . . . .	35 m
<i>V</i>	den Vertikaldruck im Fusslager der Krahnsäule, . . . . .	
<i>H</i>	den Horizontalschub in den Säulenlagern, . . . . .	
<i>h</i>	den Abstand zwischen Druckring des oberen Halslagers und dem Königzapfen, der das untere Walzenlager centrirt, . . . . .	30 m

so ist  $\max M_r = Pa + Ka - Ee - Gg - kb$  mit grosser Last und leerer kleiner Katze und  $\max M_l = -Ka + Ee + Gg + pb + kb$  mit kleiner Last und leerer grosser Katze.

Beide Kippmomente fallen gleich gross aus, wenn

$$G = \frac{Pa - pb + 2(Ka - Ee - kb)}{2g}$$

d. h.  $G = \frac{120 \cdot 24,5 - 45 \cdot 35,5 + 2(35 \cdot 24,5 - 250 \cdot 2,3 - 15 \cdot 35,5)}{2 \cdot 35} = 12 \text{ t}$

Durch Einsetzen des allgemeinen Werthes von *G* in eine der beiden Momentengleichungen erhält man

$$M_{\max} = \frac{Pa + pb}{2} = \frac{120 \cdot 24,5 + 45 \cdot 35,5}{2} = 2269 \text{ tm}$$

und  $H_{\max} = \frac{M_{\max}}{h} = \frac{2269}{30} = 75,6 \text{ t}$ .

Befinden sich beide Katzen leer in ihren äussersten Stellungen, so ist das Kippmoment

$$M_l = -35 \cdot 24,5 + 250 \cdot 2,3 + 15 \cdot 35,5 + 12 \cdot 35 = 670 \text{ tm}$$

und für diesen Fall  $H = \frac{M}{h} = \frac{670}{30} = 22,3 \text{ t}$ .

Schliesslich erhalten wir noch für den vollbelasteten Doppelkatzenkrahne

$$V = 35 + 15 + 250 + 12 + 120 = 432 \text{ t}$$

und unbelastet

$$V = 35 + 15 + 250 + 12 = 312 \text{ t}$$

Bauart II erzeugt hiernach einen um  $75,6 - 62,6 = 13 \text{ t}$  oder etwa um 21% grösseren Horizontalschub als die Bauart I mit einer gemeinschaftlichen Katze und grossem Gegengewicht.

Abgesehen von der ungünstigen Beanspruchung des Ringträgers am oberen Halslager und des äusseren Stützgerüstes verlangt dieser vergrösserte Horizontalschub auch stärkere Aussenfundamente für die Stützpyramidenfüsse, ein Umstand, der vor allem für die in der Quaimauer liegenden Fundamente von Bedeutung ist.

Andererseits liefert die Bauart I eine um  $548 - 432 = 116 \text{ t}$  grössere Belastung des Fussrollenlagers und des Mittelfundaments als Bauart II, aber die nachfolgenden Überschlagsrechnungen zeigen, dass trotzdem, wegen des grossen Horizontalschubes das Mittelfundament auch im Fall II fast dieselben Abmessungen erhalten muss, wie im Fall I.\*)

Unter Bezugnahme auf die Skizze des kreisrund angenommenen Mittelfundaments, Fig. 537, und mit den Bezeichnungen

- G* Fundamentgewicht,
- F* Bodenfläche des Fundaments mit dem Durchmesser *d*,
- r* Halbmesser der Kernfläche,
- c* Abstand des Schnittpunktes der Resultante *D* aus *V* und *H* mit der Fundamentsohle vom Mittelpunkt,
- s* Höhe des Fusskrahnlagers über der Fundamentsohle,
- $\sigma_{\max}$  grösste Kantenpressung im Punkte *m*,

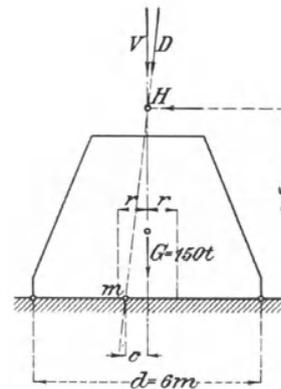


Fig. 537.

\*) Über Fundamentierungsarbeiten für grosse Quaidrehkrahne auf unsicherem Baugrund, siehe Dingler, Polyt. Journal, April 1894, S. 76.

sowie der allgemeinen Beziehung  $r = \frac{1}{8} d$

ist das Kippmoment  $M = Hs$

und  $\frac{s}{c} = \frac{V+G}{H}$  also  $s = \frac{V+G}{H} \cdot c$ .

Mithin  $M = (V+G)c$  und  $c = \frac{Hs}{V+G}$

Für  $c < r$  treten innerhalb der ganzen Bodenfläche Druckspannungen auf

und wird 
$$\sigma_{\max} = \frac{V+G}{F} \left( 1 + \frac{c}{r} \right)$$

Wählen wir für beide Bauarten gleiche Fundamente von gleichem Gewicht,  $G = 150$  t mit 6 m Durchmesser an der Sohle, und die Tiefe  $s$  der Sohle unter dem Angriffspunkt von  $H$  zu 5 m, sowie den Kernhalbmesser

$$r = \frac{6}{8} = 0,75 \text{ m}$$

so berechnet sich für Bauart I

belastet:  $c = \frac{Hs}{V+G} = \frac{62,6 \cdot 5}{548 + 150} = 0,45 \text{ m}$

mit  $\sigma_{\max} = \frac{548 + 150}{28,27} \left( 1 + \frac{0,45}{0,75} \right) = 39,5 \text{ t/qm} = 3,95 \text{ kg/qcm}$

und unbelastet:  $c = \frac{62,6 \cdot 5}{428 + 150} = 0,54 \text{ m}$

mit  $\sigma_{\max} = \frac{428 + 150}{28,27} \left( 1 + \frac{0,54}{0,75} \right) = 35,2 \text{ t/qm} = 3,52 \text{ kg/qcm}$ .

Andererseits erhalten wir für Bauart II

belastet:  $c = \frac{Hs}{V+G} = \frac{75,6 \cdot 5}{432 + 150} = 0,65 \text{ m}$

mit  $\sigma_{\max} = \frac{432 + 150}{28,27} \left( 1 + \frac{0,65}{0,75} \right) = 38,5 \text{ t/qm} = 3,85 \text{ kg/qcm}$

und unbelastet:  $c = \frac{22,3 \cdot 5}{312 + 150} = 0,242 \text{ m}$

mit  $\sigma_{\max} = \frac{312 + 150}{28,27} \left( 1 + \frac{0,242}{0,75} \right) = 21,6 \text{ t/qm} = 2,16 \text{ kg/qcm}$ .

Hiernach ruft die Bauart I bei gleichen Mittelpunktfundamenten unter vollbelastetem Krahn im Vergleich zur Bauart II nur eine ganz unwesentlich grössere Flächenpressung in der Grundmauerwerksohle,  $\sigma_{\max} = 3,95 \text{ kg/qcm}$ , statt  $3,85 \text{ kg/qcm}$  hervor.

Schliesslich bietet die Bauart I mit der gemeinsamen Laufkatze auch noch die Möglichkeit, Lasten, welche zwischen der Grenzlast für die Hilfswinde und der Grenzbelastung der grossen Winde liegen, über die Ausladung der Katze bei Vollbelastung hinauszufahren und zwar etwa 70 t noch bis zur vollen Ausladung von 35,5 m, ohne das weiter oben berechnete Maximal-Kippmoment zu überschreiten, denn es besteht für die Grenzlast  $x$  und das Maximal-Kippmoment 1878 tm die Beziehung

$$1878 = (x + 48) 35,5 + 225 \cdot 2,8 - 155 \cdot 18,5$$

d. i.  $x \sim 70 \text{ t}$ .

Insgesamt ergeben sich aus den vorstehenden Vergleichen für die Bauart I mit gemeinsamer Katze für Haupt- und Hilfswinde und festem Gegengewicht am kurzen Auslegerarm gegenüber der Bauart II mit getrennten Katzen auf den entgegengesetzten Auslegerarmen folgende Vorzüge:

1. Durch den kleineren Horizontalschub am oberen Halslager:
  - a) Geringere Abmessungen des oberen Ringträgers für das Kopffrollenlager.
  - b) Geringere Abmessungen des ganzen äusseren Stützgerüsts.
  - c) Geringere Abmessungen der äusseren Fundamente.
2. Durch den kleineren Horizontalschub am Fusslager:

Geringere Abmessungen des Königzapfens für die Centrirung des Fusswalzenlagers und des Zapfenlagers. Dagegen erhält das Spurwalzenlager selbst wegen der grösseren senkrechten Belastung etwas grössere Abmessungen, ohne dass der grössere Gesamtdruck im übrigen das Mittelfundament gleichzeitig vergrössert.

3. Fallen für die gemeinsame Katze von selbst verwickelte Schaltwerke fort, welche das Fahrwerk getrennter Katzen erfordert, um die gegenseitige Abhängigkeit der Stellungen und Fahrbewegung für den selbstthätigen Ausgleich der Kippmomente zu sichern.
4. Bietet die Bauart die Möglichkeit innerhalb gewisser Grenzen, auch mit Lasten, welche die Tragfähigkeit der Hilfswinde überschreiten, bis auf die volle Ausladung des Krahn's hinauszufahren.

Da ausserdem die Verhältnisse der Bauart II sich noch ungünstiger gestalten, wenn anstelle des weit gespreizten Pyramidengerüsts ein schlanker Thurm mit möglichst nahe zusammengedrängten Füßen gewählt wird, spricht das Gesamtergebniss des Vergleichs, auch der Drehantrieb im oberen Halslager, vergl. S. 637 u. Fussnote S. 640, zu Gunsten der von Bechem & Keetman für die Germania-Werft in Kiel gewählten Bauart, Fig. 529, S. 638. Sie muss als die zur Zeit beste Lösung der Riesen-Werftdrehkrahne mit Laufkatze bezeichnet werden und rechtfertigt damit die schwierigen Zurichtungsarbeiten der Eisenkonstruktion für die Pyramide, im Vergleich mit den Verbindungen und Anschlüssen in viereckigen Thurmgerüsten.\*)

### 1. Fahrbare Drehkrahne.

Die fahrbaren Drehkrahne werden vorzugsweise auf Bauplätzen und Fabrikhöfen, sowie im Bahnbetrieb und an Hafenuais im Umladeverkehr benutzt und meist bis zu 2000 kg Tragfähigkeit ausgeführt. Zu den grössten fahrbaren Schwenkkrahn's gehört ein 25 t-Krahn mit Dampftrieb von Russel & Co. in Motherwell für den Prince's Dock in Glasgow mit nahezu 13 m Ausladung und 22 m Höhe des Auslegerkopfes über dem Quai.\*\*)

Noch bei weitem grösser ist ein von der American Hoist & Derrick Company in St. Paul, Minn., für die Schiffswerft Mare Island in California gelieferter fahrbarer Krahn von 45 t Tragkraft mit veränderlicher Ausladung, die zwischen 18 bis 23 m verstellbar werden kann,\*\*\*) aber auch dieser wird noch durch einen Entwurf der Duisburger Maschinenbau A.-G. vorm. Bechem & Keetman, für 150 t und 23 m Ausladung übertroffen, der S. 686 durch eine Skizze in Fig. 560 u. 561 veranschaulicht ist.

#### Schwenkkrahn für Baugerüste mit 3500 kg Tragkraft von Fries & Söhne in Sachsenhausen bei Frankfurt a. M.

Der Drehkrahne, Taf. 38, Fig. 1 und 2, dient als fahrbarer Baugerüstkrahn, um Quader, Bauhölzer und eiserne Träger bis 3500 kg Gewicht aufzuwickeln und zu versetzen. Der Krahnwagen läuft auf einer Schienenbahn von 2,6 m Spurweite. Die Ausladung beträgt von der äusseren Schienenkante bis zur Lasthakenbahn 2 m, die Höhe der Auslegerkopffrollenachse über Schienenoberkante 5 m. Die Lastwinde arbeitet mit loser Rolle und ausrückbarem, doppeltem Zahnradvorgelege, dessen Räderpaare nach der Zeichnung die Zähnezahlen 15 und 60, bzw. 10 und 108 aufweisen. Hiernach ist bei 20 mm Drahtseildicke, 500 mm Trommeldurchmesser und 400 mm Kurbelarmlänge, mit dem Gesamtwirkungsgrad des Triebwerks,  $\eta = 0,85$ , der erforderliche Kurbeldruck

\*) Vergl. den für kleinere Verhältnisse, 100 t und 43,5 t, bei 17 m, bzw. 27,5 m grösster Ausladung, und 27,5 m Krahnhöhe von der Benrather Maschinenfabrik für die Werft des Bremer Vulkan ebenfalls mit Hilfswinde in der Laufkatze und festem Gegengewicht am anderen Auslegerarm gelieferten Krahn, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1550 u. f. mit Taf. XXVI.

\*\*) Siehe Engineering, Juli 1897, S. 14, und Engineer, April 1898, S. 356. Der Entwurf für die gleichmässige Belastung von 16 Laufrollen — je 8 auf jeder Seite — für derartige Krahn's ist bereits im Septemberheft des Engineer vom Jahre 1882 besprochen.

\*\*\*) Siehe Iron Age, März 1897. The largest locomotive jib crane.

$$P = \frac{260}{400} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{15}{60} \cdot \frac{10}{108} \cdot \frac{3500}{0,85} \sim 31 \text{ kg,}$$

d. h. 15,5 kg für jeden der beiden Windenarbeiter, bei voller Belastung.

Das einfache Vorgelege mit den Zähnezahlen 10 und 108 ist für Lasten bis 900 kg benutzbar. Die Winde ist mit einer Sperrradbremse ausgerüstet, um die schwebende Last selbstthätig am Sinken zu hindern. Das Bremsband umschlingt eine Scheibe nahezu im ganzen Umfang, indem das gespannte Trum mit schmaler Endzunge durch einen Schlitz des am Gestell befestigten, ruhenden und entsprechend verbreiterten Bandtrums geführt ist. Die Bremse kann, je nach dem Standort des Arbeiters, sowohl durch Anheben des Belastungshebels, wie mittelst des auf der anderen Seite der Drehachse angeordneten Griffhebels, zum Lastsenken gelüftet werden.

Für die Standsicherheit des Krahnens ist auf der Plattform ein Gegengewichtskasten dem Ausleger gegenüber angebracht, der mit Mauersteinen gefüllt wird. Die drehbare Plattform ist durch eine kurze Königswelle auf dem Krahnwagen centriert und läuft mit 4 Rollen auf einer kreisförmigen, mit dem Wagengestell verschraubten Schienenbahn. Die Belastungen der Plattform sind so vertheilt, dass ihre Resultante sowohl bei leerem, wie bei vollbelastetem Haken und bei voller Füllung des Gegengewichtskastens noch innerhalb des Selnenvierecks der Schwenklaufrollenbahn liegt, welches das Stützgebiet gegen Umkippen begrenzt. Zum Schwenken dienen die beiden unter dem Auslegerfuss liegenden Laufrollen, die zu dem Zweck an den äusseren Stirnflächen mit verzahnten, in der Zeichnung angedeuteten Kegelkränzen versehen sind, in welche kleinere, wagerechte Kegelzahnäder mit der Übersetzung 1:2 eingreifen, deren stehende Wellen in zwei gusseisernen Säulen auf der Plattform untergebracht sind. Der Antrieb dieser stehenden Vorgelegewellen erfolgt durch oben liegende Kegelräder von der gemeinsamen, auf den Kopf der beiden Säulen gelagerten Kurbelwelle, unter der Übersetzung von 12:38. Die beiden Stirnkurbeln haben 300 mm Armlänge.

Die Doppelkurbelwelle für das Fahrtriebwerk ist in gabelförmigen Armen auf der Säule *a* gelagert und wirkt durch ein Kegelräderpaar mit der Übersetzung 12:38 auf die senkrechte Welle im Kern der Säule, die mit einem 42 zahnigen Stirnrade am unteren Ende in das 96zahnige Kopfrad der Königswelle eingreift. Die Königswelle pflanzt die Bewegung durch ein Kegelräderpaar mit den Zähnezahlen 22 und 33 auf eine im Krahnwagen wagerecht, parallel zu den Laufachsen liegende Welle fort, mit der schliesslich die eine der beiden Laufachsen durch zwei gleich grosse Kegelräder, mit je 30 Zähnen, gekuppelt ist.

Die Gesamtübersetzung zwischen dem Kurbeldruck *P* und dem Fahrwiderstand im Umfang der Krahnwagenräder *W*, beträgt hiernach, bei 300 mm Kurbelarmlänge und 400 mm Laufraddurchmesser,

$$P = \frac{200}{300} \cdot \frac{12}{38} \cdot \frac{42}{96} \cdot \frac{2}{3} W \sim \frac{W}{16}.$$

Die Abmessungen der für die Krahdrehscheibe und den Wagen verwendeten Walzeisen ergeben sich aus der Zeichnung.

Krahne dieser Bauart haben sich unter anderem bei dem sehr umfangreichen Monumentalbau des Stuttgarter Landesgewerbemuseums, unter dauernd angestrenzter Benutzung, gut bewährt. Nur das Schwenktriebwerk lässt wegen der stark wechselnden Belastung der Antrieblaufrollen unter dem Auslegerfuss eine andere Anordnung wünschenswerth erscheinen. Wird nämlich bei vollbelastetem Gegengewichtskasten die Nutzlast vom Haken abgesetzt, so werden hierdurch die Schwenktrieblaufrollen unter dem Auslegerfuss so weit entlastet, dass sie auf ihrer Bahn mangelhaft angreifen und unter Umständen Sandstreuung auf der Schiene erfordern, um den

Angriff für das Zurückschwenken zu sichern. Wählt man statt dessen die gegenüberliegenden Laufrollen als Triebrollen, so tritt hier der gleiche Übelstand während der vollen Belastung des Auslegers ein. Es empfiehlt sich daher, auf den unmittelbaren Antrieb der Schwenklaufrollen ganz zu verzichten und dafür die stehende Welle mit einem Stirnrade am unteren, bis zum Wagen verlängerten Ende in einen festliegenden Zahnkranz eingreifen zu lassen, der auf dem Wagengestell innerhalb oder ausserhalb der kreisförmigen Laufschiene eingebaut werden kann. Statt der jetzt auf zwei Säulen gelagerten Kurbelwelle ist dann nur eine Säule mit Gabellager, wie für das Fahrtriebwerk erforderlich, und für den neu hinzukommenden Zahnkranz vereinfacht sich andererseits der Bau des Vorgelegetriebwerkes.

**Fahrbarer Drehkrahne mit umstellbaren Laufrädern für Baugerüste von Gauhe, Gockel & Cie., Maschinenfabrik Rhein und Lahn in Oberlahnstein.**

D. R. G. M. 170434.

Gauhe, Gockel & Cie. bauen ihre Rolldrehkrahne für Baugerüste mit einer beachtenswerthen Neuerung, umstellbaren Laufrädern, die ohne Drehscheiben in der Bahn das Umsetzen des Krahnes von einem Schienengeleise auf ein dazu rechtwinkliges und damit das Umfahren eines Baus auf allen Seiten ermöglichen. Jedes Radbockgestell hängt zu dem Zweck an einer kleinen drehbaren Scheibe, die durch eine Mittelpunktscheibe mit unten übergreifendem Rand am Wagenrahmen festgehalten wird, Fig. 538 und 539, S. 650, und sich herumschwenken lässt, sobald man die 4 Schrauben *aa* herausnimmt und die Krahnecke so weit anhebt, dass die Radflanschen frei über die Schienen gedreht werden können.

Um sicheres Angreifen der Laufräder bei beliebiger Auslegerstellung und leerem, wie belastetem Krahne zu erreichen ist der Antrieb des Fahrwerkes von einer den hohlen Königzapfen durchdringenden, senkrechten Welle durch Kegelräder auf zwei horizontale Wellen abgezweigt, die, unter einem diagonalen  $\bar{\Gamma}$ -Träger des Wagenrahmens gelagert, mit Kegelritzeln an den äusseren Enden die beiden von derselben Diagonale geschnittenen Laufräder durch Eingriff in je ein auf der Radachse fliegend angeordnetes grösseres Kegelrad antreiben. Werden die Laufräder um  $270^0$  gewendet und die Schrauben wieder festgezogen, so sind sie dadurch für das rechtwinklige Kreuzgeleise richtig eingestellt. Gleichzeitig ist, wie punktirt angedeutet, der Eingriff ihres Kegelrades in das Antriebkegelritzel wieder hergestellt und liegt jetzt nur auf der entgegengesetzten Seite. Vergl. Fig. 540a u. 540b, S. 650. Bei der Art der Trägerverbindung müssen die beiden in den Diagonalträger eingreifenden Schrauben *a* als Kopfschrauben ausgeführt werden, die beiden anderen erhalten Muttern.

Zum bequemen Auseinandernehmen und vollständigen Zerlegen des Krahnes, ohne Räder abkeilen zu müssen, sind die Laufräder mit kräftiger Verschraubung der Nabenfuge aufgeklemt und ebenso die Lageraugen der Radböcke zweitheilig ausgeführt.

Der Laufkranz des drehbaren Obergestells liegt auf einem mit dem Wagengestell zu einem starren Rahmen vereinigten, ringförmig gebogenen Träger, und die Laufrollenachsen des Obergestells sind zur genauen radialen Einstellung bis zur Königzapfenhülse durchgeführt.

Der Gegengewichtskasten ist mit dem ganzen Windtriebwerk, Fig. 541, S. 651, derart auf zwei schrägen  $\bar{\Gamma}$ -Trägern eingebaut, dass die Plattform nicht durch biegende Kräfte beansprucht wird. Diese Träger hängen mit ihrem oberen Ende an den Auslegerzugstangen und stützen sich unten am Auslegerfuss ab. Das ganze Gewicht des Obergestells wird durch je zwei

Laufrollen unmittelbar unter dem Auslegerfuss und hinten unter dem Gegengewichtskasten aufgenommen. Der weitläufige Bau der Winde macht alle Triebwerktheile frei zugänglich und ein Geländer auf allen Seiten der Plattform gewährt den Arbeitern sicheren Schutz. Zum bequemen Füllen des

Fig. 538.

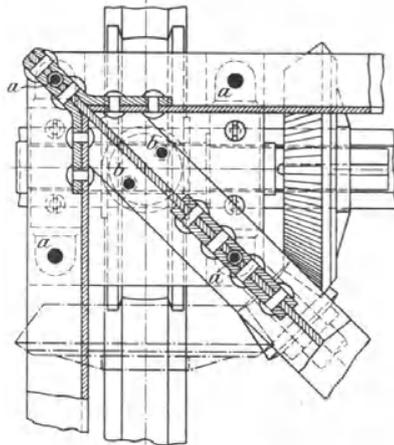
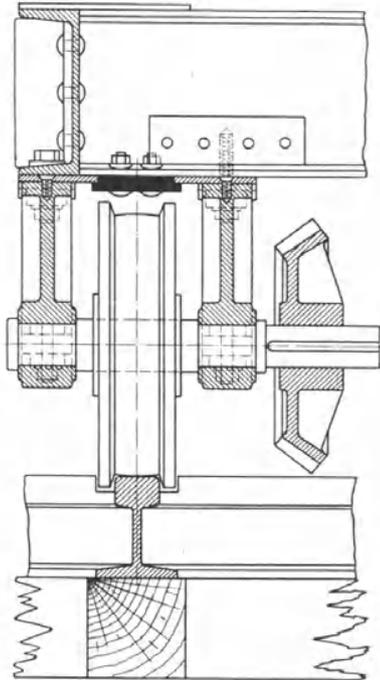


Fig. 539.

Fig. 540a.

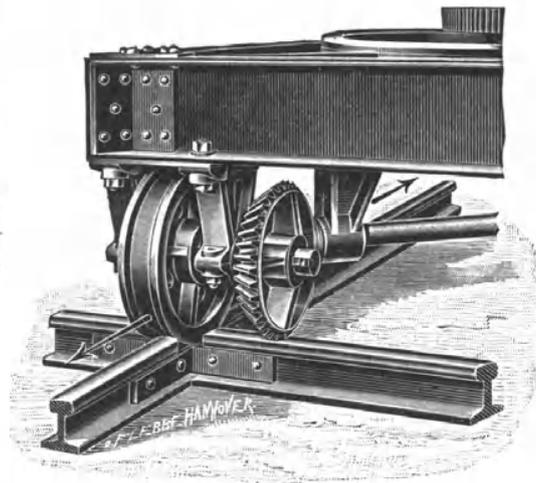
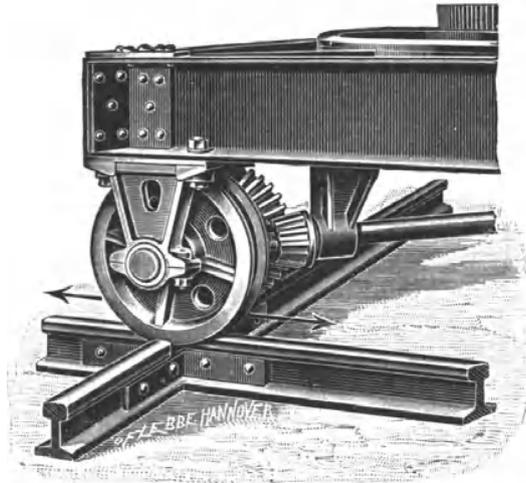


Fig. 540b.

Gegengewichtskastens sind die Bretter seiner Hinterwand in senkrechte Falze eingeschoben und lassen sich leicht herausnehmen.

Das Schwenkwerk wird im allgemeinen nicht durch Kurbeln, sondern durch schmiedeeiserne Speichenräder angetrieben, die nur zum schnellen Schwenken des leeren Krahn mit verdeckt liegenden Kurbelgriffen ausgerüstet sind, um der Gefahr unvermutheter Kurbelschläge vorzubeugen,

die sonst eintreten kann, wenn der Krahn unbeabsichtigt durch schrägen Lastzug gedreht wird.

Die Kurbelwelle der Winde wird durch die Gauhe'sche Sicherheitsvorkehrung, Taf. 7, Fig. 7, beim Lastsenken selbstthätig festgehalten. Die

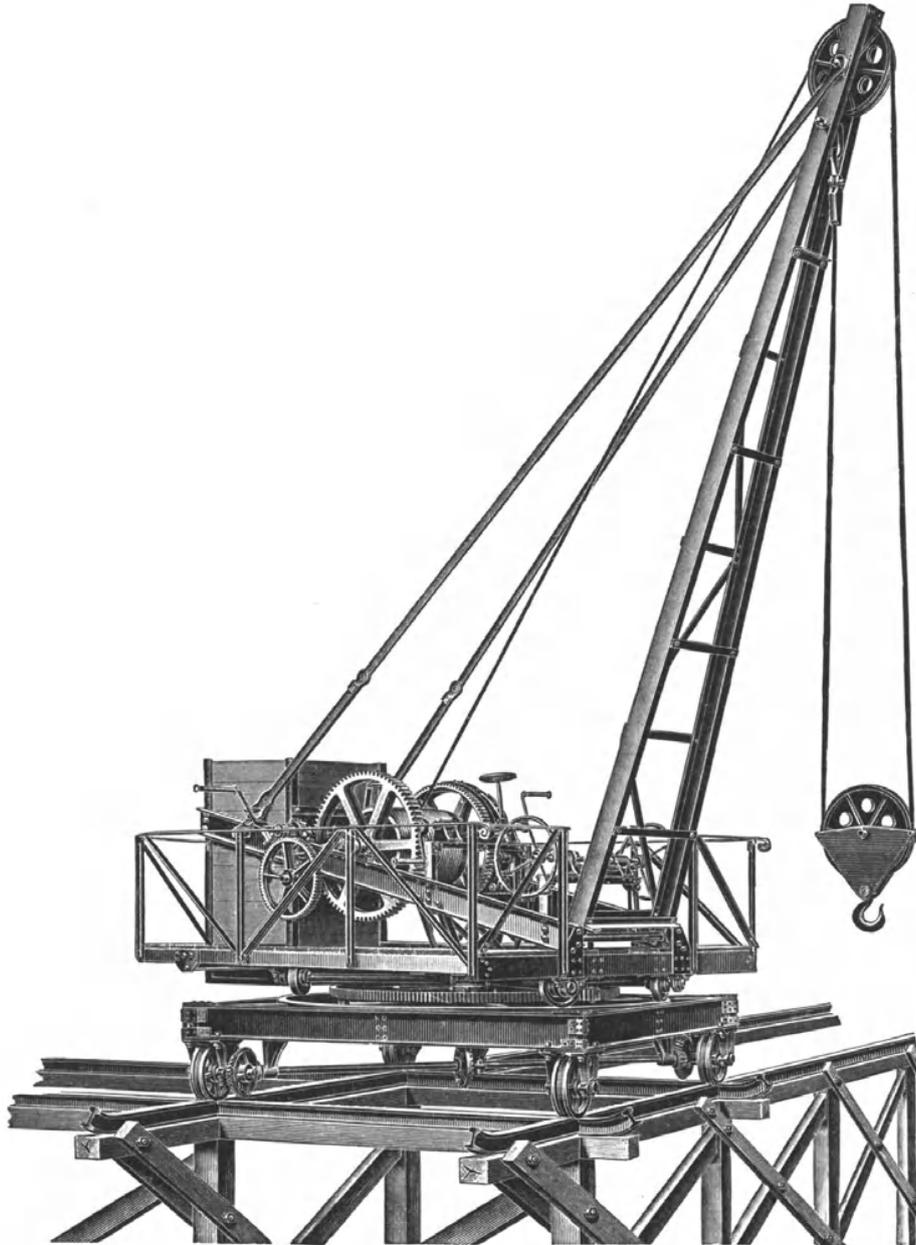


Fig. 54I.

hierbei zum Lastsenken auf der Trommelwelle erforderliche Bremse ist nur in etwas abgeänderter Form mit Anspannung eines Bremsbandes durch eine Handspindel nach Art der Clarke'schen Bremse, Fig. 200, S. 240, aber mit Holzfutter und ohne Spiralfeder ausgeführt.

Die Ausladung lässt sich durch Verlängern oder Verkürzen der Auslegerzugstangen bei unbelastetem Ausleger mit Hilfe der Lastwinde verändern, und Lasten bis zur halben Grenzgrösse können, statt an der losen Rolle, unmittelbar am Seilhaken hochgewunden werden, der bei eingehängter Rolle zum Befestigen des stehenden Seiltrums am Auslegerkopf dient.

Die Firma liefert die Krahe in folgenden Grössen:

Tragkraft in kg	Radstand u. Spurweite in m	Ausladung von Krahnmitte in m	Tragkraft in kg	Radstand u. Spurweite in m	Ausladung von Krahnmitte in m
1000	1,5	4	3500	2,75	3,75
1500	2	4	4000	2,8	3,75
2000	2,5	4	5000	2,85	3,5
2500	2,6	4	6000	3	3,5
3000	2,7	4	7500	3,25	3,25

Die Rollenhöhe des Auslegerkopfes über der Fahrbahn beträgt 6 m.

### Fahrbare Drehkrahne für Verkehrseisenbahnen.

Fahrbare Drehkrahne für die Verkehrseisenbahnen werden nach der Skizze, Fig. 1 bis 3, Taf. 39, mit feststehender, gusseiserner Säule ausgeführt, deren Fuss in das Wagengestell eingesetzt ist. \*) Das drehbare Krahngerüst besteht aus gusseisernen Krahnschilden zur Aufnahme der Windtriebwellen, an das sich auf der einen Seite der aus zwei gegenseitig verstreuten [-Eisen gebildete Ausleger mit seinen Zugstangen anschliesst, während auf der anderen Seite zwei wagerechte [-Eisen zur Aufnahme eines Gegengewichts an die gusseisernen Wangen angeschraubt, und die freien Enden dieser Gegengewichtsträger ebenfalls durch Spannstangen mit dem Kopf der Krahnschilde verbunden sind. Die Schilde stützen sich oben mittelst Querhaupt und Spurzapfen auf dem Säulenkopf ab, unten wird der wagerechte Druck des Kippmomentes durch ein Rollenlager aufgenommen.

Das Wagengestell ist aus [- und aus [-Eisen zusammengebaut und erhält an den Stirnköpfen der Längsträger Nocken zur Aufnahme von Schraubenspindeln mit Schienenzangen, um den Krahn während der Benutzung an den Fahrschienen festklammern zu können.

Hinsichtlich des Wagenbaues unterscheiden sich die Ausführungen, je nachdem die Krahe nur innerhalb des Bereiches bestimmter Stationen benutzt werden oder für Arbeiten auf der Strecke und für Aufräumungsarbeiten nach Unfällen zum Einstellen in Züge bestimmt sind. Im letzteren Fall werden die Laufachsen, wie bei anderen Eisenbahnfahrzeugen, mit Tragfedern und die Längsträger an den Köpfen mit Puffern ausgerüstet. Ferner sind für diese Krahe die Zugstangen des Auslegers mit leicht herauszunehmenden Kuppelbolzen oder Keilen zu versehen, damit er während der Fahrt niedergelegt werden kann. Das Gegengewicht ist, wie in der Skizze des Krahnes von Neustadt, Fig. 4, Taf. 39, angedeutet, verschiebbar anzuordnen, um seine Stellung einerseits den wechselnden Lastmomenten im Betriebe anpassen zu können und es andererseits zum Schutz gegen Schwingungstösse für den Transport des Krahnes ganz auf den Wagen zurückzuziehen, wo es dann fest abgestützt wird. An Ort und Stelle müssen die Wagentragfedern für die Benutzung des Krahnes durch Klötze, welche man zwischen den Achsbüchsen und den Längsträgern einschaltet, unwirksam gemacht werden. \*\*)

Die lediglich für den Stationsdienst bestimmten Krahe findet man auf den preussischen Staatsbahnen für die Normalspurweite von 1435 mm in

\*) Die Skizze ist den preussischen Normalien für nicht zum Einstellen in Eisenbahnzüge bestimmte Krahe entnommen.

\*\*) Riedler, Skizzen.

zwei Grössen mit 2500 kg und 7500 kg Tragkraft, d. h. 3125 und 9375 kg Abnahmebelastung benutzt.

Die Ausladung von Mitte Krahnsäule bis Mitte Haken ist in beiden Fällen die gleiche, 4500 mm, ebenso die Höhe von Schienenoberkante bis Mitte Kettenrolle im Auslegerkopf, 6000 mm, der Radstand aber für die leichteren Krane 1,5 m, für die schweren 2 m, bei 460 mm Laufraddurchmesser und 630 bzw. 700 mm Höhe der Plattformoberfläche über Schienenoberkante.

Für die 7500 kg-Krane wird das Gegengewicht ähnlich, wie in Fig. 4, Taf. 39, beweglich angeordnet, weil es für die Standsicherheit des vollbelasteten Kranes, bei der beschränkten Spurweite so schwer ausgeführt werden muss, dass andererseits der unbelastete Kran unter seiner Wirkung umkippen würde, wenn es sich dauernd in seiner Endstellung befände. Die Einstellung ist hier also nach Bedarf vorzunehmen. Ausserdem werden diese schweren Krane nur an Stellen benutzt, wo die Schienen mit besonderen Fundamenten verankert sind, um nöthigenfalls durch die Schienenzangen ausreichenden Schutz gegen Umkippen zu haben.

Für den Betrieb der 2500 kg-Krane werden 2 Mann, für die 7500 kg-Krane 3 bis 4 Mann vorausgesetzt. In beiden Fällen ist ausrückbares Doppelvorgelege vorhanden, mit einer Gesamtübersetzung von 1:54, bei 1:8 für das einfache Vorgelege und 400 mm Kurbelarmlänge. Die leichten Krane haben 20 mm Ketteneisenstärke und 350 mm Windentrommeldurchmesser; die 7500 kg-Krane arbeiten mit 23 mm Ketten, eingehängter loser Rolle und 450 mm Trommeldurchmesser.

#### **Fahrbarer Lokomotiv-Kohlenkran von van der Zypen & Charlier in Deutz.**

Der Kran, Fig. 542, S. 654, dient zur Kohlenversorgung von Lokomotiven auf Eisenbahnstationen und ist deshalb den in der Zeichnung angedeuteten Normaldurchfahrtsprofilen angepasst. Die Kohlen werden in eisernen Kufen, D. R. P. 50 579, von C. Hoppe, in die Höhe gewunden, deren Klappen sich beim Ausklinken des Hebels öffnen und leer durch die veränderte Schwerpunktslage selbstthätig wieder schliessen. Die Kufen fassen 500 kg und wiegen leer mit dem federnden Hakengeschirr annähernd ebensoviel, so dass die Kranbelastung  $\sim 1000$  kg beträgt. Die Winde ist mit ausrückbarem Doppelvorgelege gebaut und arbeitet, bei einfachem Vorgelege, mit der Übersetzung zwischen Kurbelkraft und Last  $\frac{120}{400} \cdot \frac{16}{72} = \frac{1}{15}$ , bei eingerücktem Doppelvorgelege mit der Gesamtübersetzung  $\frac{120}{400} \cdot \frac{16}{64} \cdot \frac{12}{72} = \frac{1}{80}$ . Die volle Last kann bequem durch einen Mann an der Kurbel gehoben werden. Zum Festhalten und Senken der Last dienen ein einfaches Sperrzahnwerk und eine gewöhnliche Bandbremse. Der Wagen ist mit Laufachsen ohne Tragfedern ausgerüstet, weil er nur auf kurze Strecken verschoben wird. Zur Sicherung der Stabilität ist in das leicht konstruirte drehbare Obergestell ein Gegengewicht eingebaut und ausserdem noch die Möglichkeit geboten, Schienenklammern anzuwenden. Die gusseiserne Wagenplattform nimmt die feststehende, massiv aus Stahl geschmiedete Krahnsäule auf.

#### **Fahrbarer Drehkran für 2 t Tragfähigkeit mit 3 Elektromotoren.**

Ausführung der Maschinenfabrik Örlikon bei Zürich.

Der fahrbare, elektrische Drehkran, Taf. 40, Fig. 1—4, mit Normalspur und 6,5 m Ausladung hebt die Grenzlast, 2000 kg  $\sim 200$  mm/sec, schwenkt mit 2 m Hakengeschwindigkeit und hat 1 m Fahrgeschwindigkeit in der Sekunde. Der Betrieb erfolgt durch Gleichstrom.

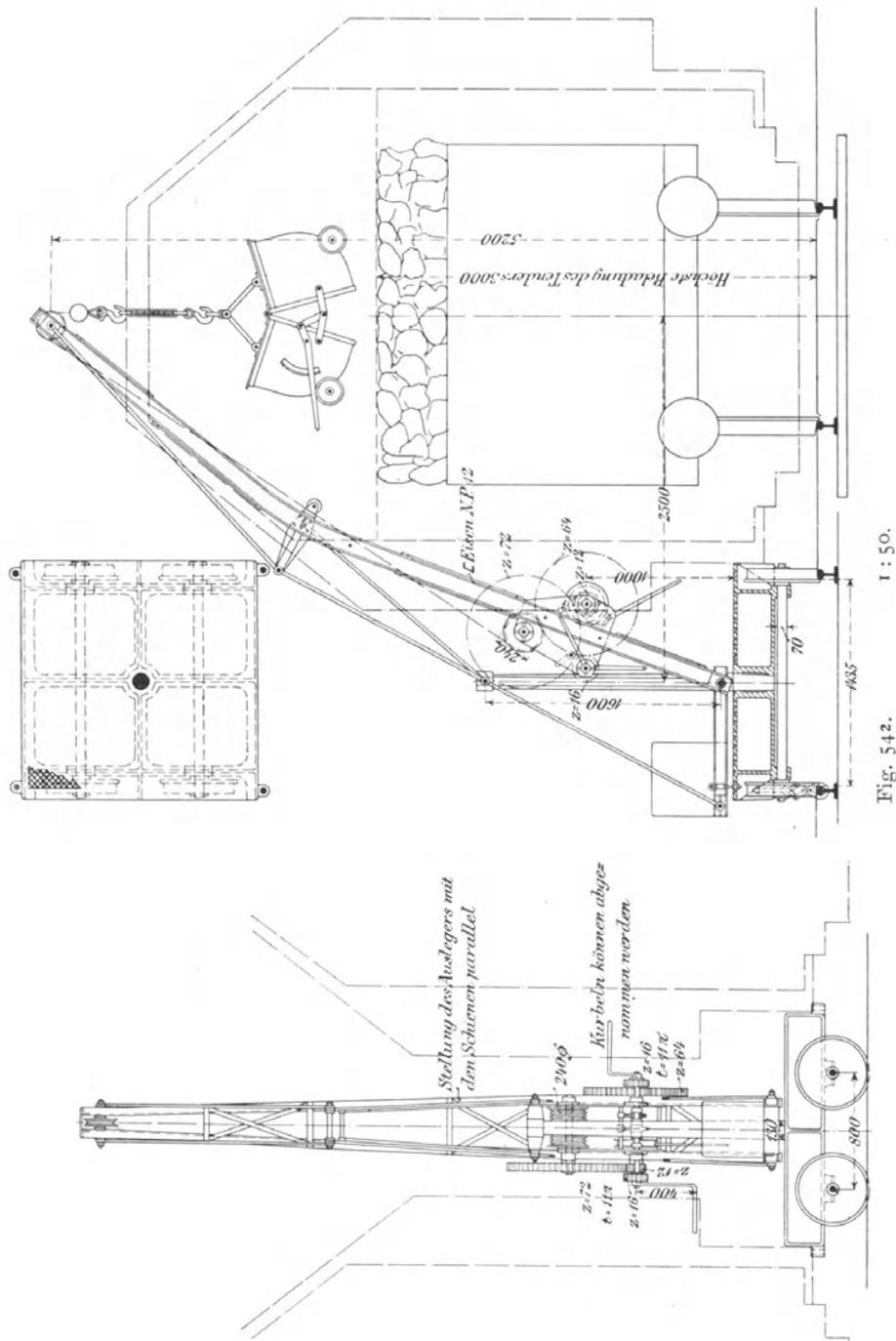


Fig. 542. 1 : 50.

Das Obergestell ist zur freien Anordnung des Maschinenwerkes für die Winde und den Schwenkmotor als Drehscheibe entworfen und zur Sicherung der Stabilität mit einem Gegengewichtsausleger versehen, dessen Zugstangen, ebenso wie die des Hauptauslegers am Kopf eines kräftigen, schmiedeeisernen Bockgestelles angreifen, das ausser dem Krahnenschutzdach noch den säulenförmigen Ständerfuss einer auf Kugelpurlager drehbaren, in der

Zeichnung nicht weiter dargestellten Stromzuführungsnuthe trägt, welche den Strom in der von elektrischen Strassenbahnwagen bekannten Weise einer oberirdischen Leitung entnimmt.

Zur möglichsten Beschränkung des Schwenkwiderstandes ist die Drehscheibe auf einem Kugelkranz mit 24 Kugeln von 70 mm Durchmesser gesetzt, deren gegenseitiger Abstand durch eine entsprechend gelochte, mitlaufende Ringscheibe gesichert wird. Die Führungsscheibe liegt etwas tiefer als die Kugelmitten und wird von kleinen, fliegend angeordneten Stützrollen getragen, deren Achsen von innen in den unteren Laufring des Kugellagers eingeschraubt sind. Die Kugelbahnen der beiden Laufringe haben  $\sim 1150$  mm Durchmesser und schmiegen sich im Querschnitte der Kugelkrümmung in der unteren und oberen Scheitelzone möglichst vollkommen an.

Die eigentliche Centrirung und das überschüssige Kippmoment des Krahnbergestelles übernimmt ein kräftiger, hohler Königzapfen von 225 mm äusserem Durchmesser, dessen Befestigungsplatte am Obergestell den Zapfen noch durch eine Anzahl äusserer Rippen versteift. Der untere, cylindrisch abgedrehte Zapfenkopf wird von dem gusseisernen Lagertopf zwischen den mittleren Querträgern des Wagengestells aufgenommen.

Die Stromkabel für den am Wagenrahmen befestigten Fahrmotor werden durch den hohlen Königzapfen geführt und stehen mit 4 Schleifringen  $r$  in Verbindung, die auf einem besonderen, gegen den Zapfenboden angeschraubten Hohlzylinder sitzen und deren Schleiffedern  $f$  an einem mit dem Wagengestell verschraubten Gusseisenstück  $g$  befestigt sind.

Das schwere Maschinenwerk, die Winde mit ihrem Vorgelege und Motor, sowie der Schwenkmotor mit seinem Triebwerk stehen auf der hinteren Hälfte der Drehscheibe, dem Lastausleger gegenüber, um ihr Eigengewicht für die Krahnstabilität auszunutzen, das, abgesehen von dem Gegengewichtsausleger, auch noch durch einen gusseisernen Gewichtsklotz unterhalb der Motoren unterstützt wird.

Die drei Steuerapparate mit Schaltwalzen für die drei Motoren befinden sich auf der vorderen Hälfte, wo auch der Fusstritthebel für die Lastbremse angeordnet ist, um dem Krahnführer in unveränderter Stellung beim Bedienen der Apparate den erforderlichen freien Überblick über die Lastbewegung zu sichern.

Der Windenmotor leistet bei 1000 Umdrehungen i. d. Min. 12 PS und arbeitet auf eine mit seiner Ankerwelle gekuppelte zweigängige Schnecke von 2" engl. Steigung, 85 mm Theilkreisdurchmesser und  $\sim 10^0 50'$  Steigungswinkel, die im Eingriff mit einem 32 zähligen Wurmrade durch ein Stirnrädervorgelege mit 13 und 54 Zähnen, 35 mm Theilung und 80 mm Zahnbreite die Drahtseilwindentrommel von 516 mm Wickeldurchmesser antreibt.

Das Hakengeschirr hängt in einer losen Rolle, so dass mit dieser Gesamtübersetzung

$$\text{die Hubgeschwindigkeit } 1000 \cdot \frac{2}{32} \cdot \frac{13}{54} \cdot \frac{0,516 \cdot \pi}{2} = 12,2 \text{ m i. d. Min.}$$

erreicht wird und der volle Lasthub von 6 m, von der Anlaufperiode abgesehen, nur etwa eine halbe Minute beansprucht.

Die spezifische Pressung beträgt im Schneckengetriebe ungefähr 42 kg/qcm und im Stirnräderpaar  $\sim 34$  kg/qcm. Für den Wirkungsgrad der Winde ist bei der Wahl des Motors im Entwurf ein Gütegrad von 0,45 angenommen.

Die Bremse entspricht der S. 235 beschriebenen Konstruktion. Sie ist hier fliegend auf dem freien Ende der Schneckenwelle angeordnet und wird durch einen Seilzug gelüftet, der vom Gewichtshebel über Leitrollen zum Krahnenschutzdach nach dem Fusstritthebel  $f$  am Führerstand geht.

Der Schwenkmotor leistet bei 1500 Umdrehungen i. d. Min. 1,7 PS und

arbeitet mit der angekuppelten, zweigängigen Schnecke von 1" engl. Steigung 61 mm Theilkreisdurchmesser und  $\sim 18^\circ$  Steigungswinkel auf ein wage-rechtes Schneckenrad von 37 Zähnen, auf dessen senkrechter Achse dicht unter dem Fussbodenbelag der Drehscheibe ein 12 zahniges Ritzel mit 26 mm Theilung und 70 mm Zahnbreite in ein 42 zahniges Stirnrad eingreift. Die weiter nach unten geführte Welle dieses Rades schwenkt den Krahn durch ein 15 zahniges Ritzel von 35 mm Theilung und 75 mm Zahnbreite, das sich im äusseren Umfange des auf dem Wagengestell befestigten 114 zahnigen Zahnkranzes abwälzt. Hieraus folgt für das Schwenkwerk die Übersetzung

$$1500 \cdot \frac{2}{37} \cdot \frac{12}{42} \cdot \frac{15}{114} = 3 \text{ Umdrehungen i. d. Min.}$$

Die spezifischen Zahndrucke betragen im Schneckengetriebe  $\sim 55 \text{ kg/qcm}$ , in den beiden Stirnräderpaaren 14 und 19 kg/qcm. \*)

Der mit seiner Ankerachse senkrecht zu den Schienen am Wagengestell angeschraubte Fahrmotor arbeitet mit drei Rädervorgelegen auf die beiden Laufachsen und leistet bei 1400 Umdrehungen i. d. Min. 6 PS.

Das erste schnelllaufende Stirnräderpaar ist in einem geschlossenen Gehäuse untergebracht und besteht aus zwei Rädern mit 16 und 64 Zähnen, bei 14 mm Theilung und 45 mm Zahnbreite. Von hier wird die parallel zu den Schienen gelagerte Zwischenwelle durch ein Kegelräderpaar mit 15 und 45 Zähnen, 25,133 mm Theilung und 75 mm Breite angetrieben, die an beiden Enden abermals durch Kegelräder mit 12 und 48 Zähnen, 31,416 mm Theilung und 75 mm Zahnbreite die Wagenachsen dreht. Mit 650 mm Laufraddurchmesser ermittelt sich hiernach

die Fahrgeschwindigkeit  $= 1400 \cdot \frac{16}{64} \cdot \frac{15}{45} \cdot \frac{12}{48} \cdot 0,65 \pi = 59,5 \text{ m} \sim 60 \text{ m i. d. Min.}$

Die spezifischen Zahndrucke betragen nach der angegebenen Motorleistung in allen drei Vorgelegen nur  $\sim 12 \text{ kg/qcm}$ .

Der Lasthaken hängt an einem Kugelstützlager.

#### Lokomotivkrahn für 5000 kg mit drei Hauptstrommotoren.

Ausgeführt von Friedr. Krupp, Grusonwerk, in Magdeburg und der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin.

Die Skizze, Fig. 543, S. 657, veranschaulicht die allgemeine Anordnung eines elektrisch betriebenen Lokomotivkrahnes für 5000 kg Last, 4 m Ausladung und 5 m Hakenhub. Der Windenmotor leistet bei 285 Umdrehungen i. d. Min. 30 PS und hebt die volle Last mit 0,12 m i. d. Sek. Der Schwenkmotor liefert mit 700 minutlichen Umdrehungen 7 PS und dreht den Krahn durch ein Wurmgetriebe, dessen Schneckenrad auf der Krahnsäule festgekeilt ist, mit etwa 1 m sekundlicher Hakengeschwindigkeit. Beide Motoren stehen auf der Wagenplattform im Innern des Führerhauses. Für die Lastwinde sind nur Stirnrädervorgelege benutzt. Der Fahrmotor liegt unterhalb des Wagens und verschiebt mit 20 PS bei 575 Umdrehungen den Krahnwagen um 2 m i. d. Sek. Alle drei Motoren sind für 500 Volt als Hauptstrommotoren gebaut und werden durch drei nebeneinander stehende Schaltwalzen gesteuert, in deren Nähe sich auch die Bremshebel befinden. Die Wände des Führerhauses sind auf allen Seiten mit Fenstern versehen, um dem Krahnführer nach allen Richtungen freien Ausblick zu gewähren. Die Stromleitung liegt oberirdisch und der Strom wird für den Krahn, wie bei den elektrischen Strassenbahnen, durch eine Ruthe abgenommen.

\*) Der auffallend hohe, spezifische Druck im Schneckengetriebe des Schwenkwerkes tritt bei dem Kugelstützlager nur ganz vorübergehend im ersten Augenblick des Anlaufes und beim Abstellen durch den Trägheitswiderstand der Massen auf, die während der Bewegung nur eine ganz geringfügige Kraft erfordern.

Das Halslager der drehbaren Krahnsäule ist in dem eisernen Decken- gebälk der kräftigen Gitterwerkkonstruktion untergebracht, die den mittleren Theil des Führerhauses bildet. Ein Gegengewicht sichert die Stabilität des Kranwagens.

Das Lastseil geht von der Trommel über eine tiefer liegende Rolle durch den hohlen Kern der Krahnsäule, verlässt diese am Ausleger, und läuft in der Richtung des letzteren bis zur Hakenbahn.

Die Verwendung eines Hauptstrommotors für die Lastwinde verlangt bei der beschränkten Hubhöhe besondere Sorgfalt und Umsicht beim Steuern. Der Verzicht auf eine Drehscheibe als Unterbau für den eigent-

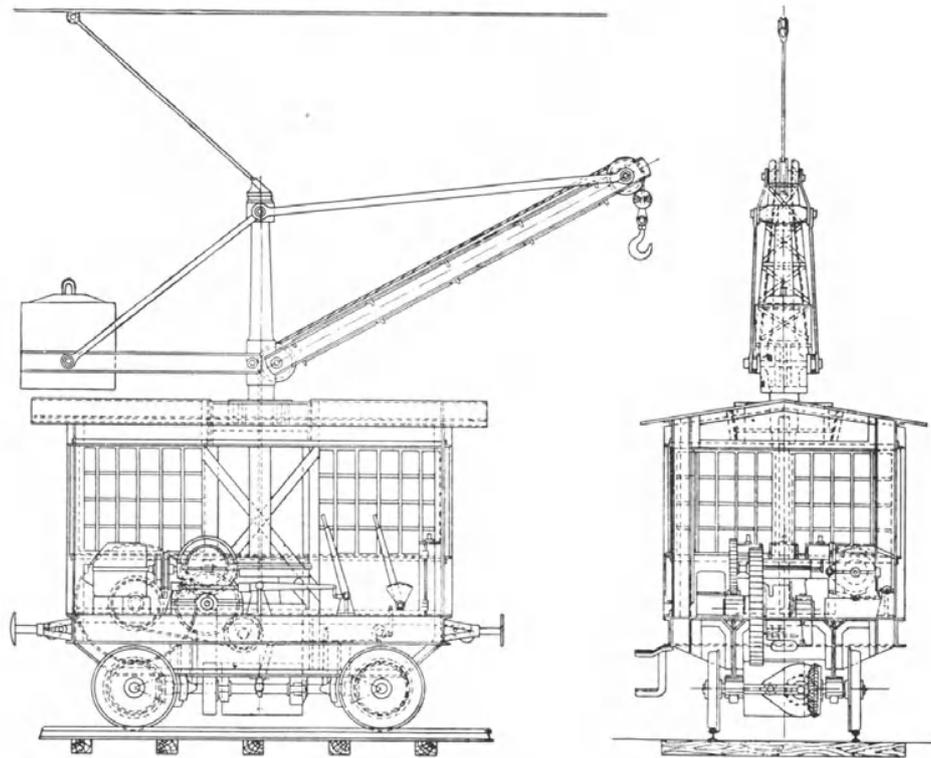


Fig. 543.

lichen Krahn und die Motoren macht den Krahn für schnellere Fahrt stabiler, äussert aber eine Rückwirkung auf das Lastseil, das bei der gewählten Anordnung durch das Schwenken des Auslegers um sich selbst gedreht wird. Der Kranführer hat deshalb darauf zu achten, dass er nach dem Absetzen der Last den Krahn stets in der entgegengesetzten Richtung wie vorher zurückdreht, und volle Kreisschwenkungen vermeidet, auch wenn jede einzelne Drehung  $180^{\circ}$  oder mehr beträgt.\*)

\*) Vergl. den in der äusseren Form gefälligen, mit sehr kräftigem, gusseisernem Wagen, Tragfedern und drehbarer, schmiedeeiserner, genieteter Auslegerstützhaube auf feststehender Kernsäule gebauten Lokomotivkrahn der Benrather Maschinenfabrik im Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung, Z. d. V. d. I. 1902, S. 910 mit Fig. 3 bis 5, und ferner von derselben Firma einen fahrbaren Drehkrahne mit Drehstrombetrieb zum Heben und Fortschaffen von Stahlblöcken für das Hüttenwerk Ostrowice, Z. d. V. d. I. 1901, S. 433 u. f., mit beachtenswerther Einzeldarstellung der Drehstromzuführung.

### Fahrbarer Drehkrahnen mit elektrischem Betrieb für 2000 kg.

Ausgeführt von Fried. Krupp, Grusonwerk, Magdeburg.

Das drehbare Obergestell des in Fig. 544 und 545 skizzirten Kranes hängt auf einer hohlen, in das Wagengestell eingesetzten Säule und trägt ausser dem Motor und dem Hauptantriebwerk mit der Windentrommel, die auf dem Gegengewichtsarm des Auslegers untergebracht sind, den Führerstand. Die Hub-, Schwenk- und Fahrbewegung werden einem Nebenschlussmotor entnommen, der bei 110 Volt mit 1030 minutlichen Umdrehungen, unter einem Energieverbrauch von etwa 6300 Watt, ungefähr 7 PS. leistet. Der Anlasswiderstand ist für vollbelasteten Anlauf gebaut und gestattet unter voller Last eine Veränderung der Motorgeschwindigkeit bis zu 50 %.

Die Stromzuleitung ist unterirdisch und wird durch einen Schleifkontakt unterhalb des Wagengestells in den Krahnen abgezweigt. Die weitere Stromfortleitung zum Motor vermitteln zwei getheilte Schleifringe von winkelförmigem Querschnitt am drehbaren Krahnenobertheil mit kräftig angepressten Bürsten, die am Untertheil befestigt sind.

Der Motor treibt durch eine dreigängige Schnecke mit  $\frac{7}{8}$ " engl. Theilung mittelst eines 30zähligen Schneckenrades die unmittelbar hinter dem Motor quer zu seiner Achse gelagerte Wendegetriebwelle an, von der die drei Haupttriebwerke durch Kegelräder mit Reibungskupplungen abgezweigt sind. Die senkrechten Transmissionswellen für Schwenk- und Fahrwerk erfordern ausser den Wendegetrieben weitere Kegelräderpaare. Für die Lastwinde ist zur Vereinfachung des Triebwerkes ein zweites Wurmgetriebe zwischen dem zugehörigen Wendegetriebe und der Trommel eingebaut, das ebenfalls mit dreigängiger Schnecke und einem 30zähligen Schneckenrade arbeitet, aber mit Rücksicht auf den grösseren Umfangsdruck mit etwa 38 mm Theilung ausgeführt ist. Der Achsialdruck der Wurmgetriebe wird durch Kammlager mit Ringschmierung, die sich gerade für derartige Lager besonders gut bewährt, aufgenommen.

Die in der Skizze nicht sichtbaren Wendegetriebe für die drei Hauptbewegungen werden durch Hebel und Spindeln gesteuert, deren Handräder, Fig. 545, im Bereich des Führers liegen. Dieser kann ausserdem von seinem Standort aus mit dem Fuss die Lasttrommelbremse bedienen, deren Scheibe *b* auf die Schneckenwelle des hochliegenden Triebwerkes aufgesetzt ist, und deren Spannhebel durch das Gestänge *s*, Fig. 545, mit dem Fusstritthebel *f*, Fig. 544, in Verbindung steht. Die Zweigwelle für das Fahrtriebwerk ist durch die Kernbohrung der Krahnsäule nach unten geführt. Die Transmissionswelle *w*, Fig. 545, für das Schwenkwerk steht ausserhalb des kastenförmigen Auslegerfusses und greift mit einem Ritzel am unteren Ende in den innen verzahnten Kranz auf der Plattform des Wagens.

Ausser dem elektrischen Triebwerk ist noch ein Haspelantrieb mit einfacher Stirnräderübersetzung zum Verschieben der im Ausleger untergebrachten Laufkatze vorhanden. Zum Festhalten der Katze dient eine Sperrfalle, die man vom Führerstand aus in die Zugkette einsenken und ausheben kann. Der freie Hakenhub beträgt von Schienenoberkante 3 m.

Der Krahnen ist für 60 m Fahrgeschwindigkeit und 6 m Hubgeschwindigkeit in der Minute gebaut und schwenkt die Last in der äussersten Laufkatzenstellung bei 4 m Hakenabstand von der Achse mit etwa 1,25 m in der Sekunde.

Die Versuche über Energieverbrauch ergaben für den neuen, noch nicht eingelaufenen Krahnen folgende Werthe:

Der Leerlauf des Motors beanspruchte 11 Amp. bei 110 Volt.

Das Fahrwerk verbrauchte mit schwebenden Laufrädern bei 20 minutlichen Umdrehungen der Räder 16 bis 18 Amp. und mit den Rädern auf

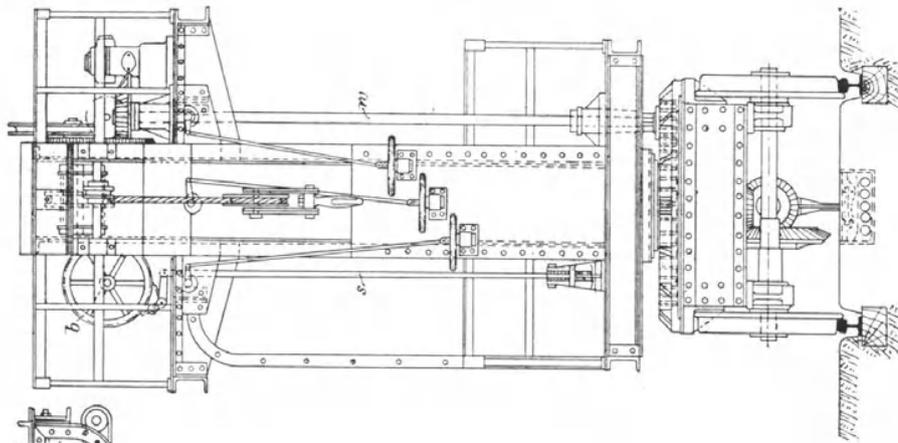


Fig. 545.

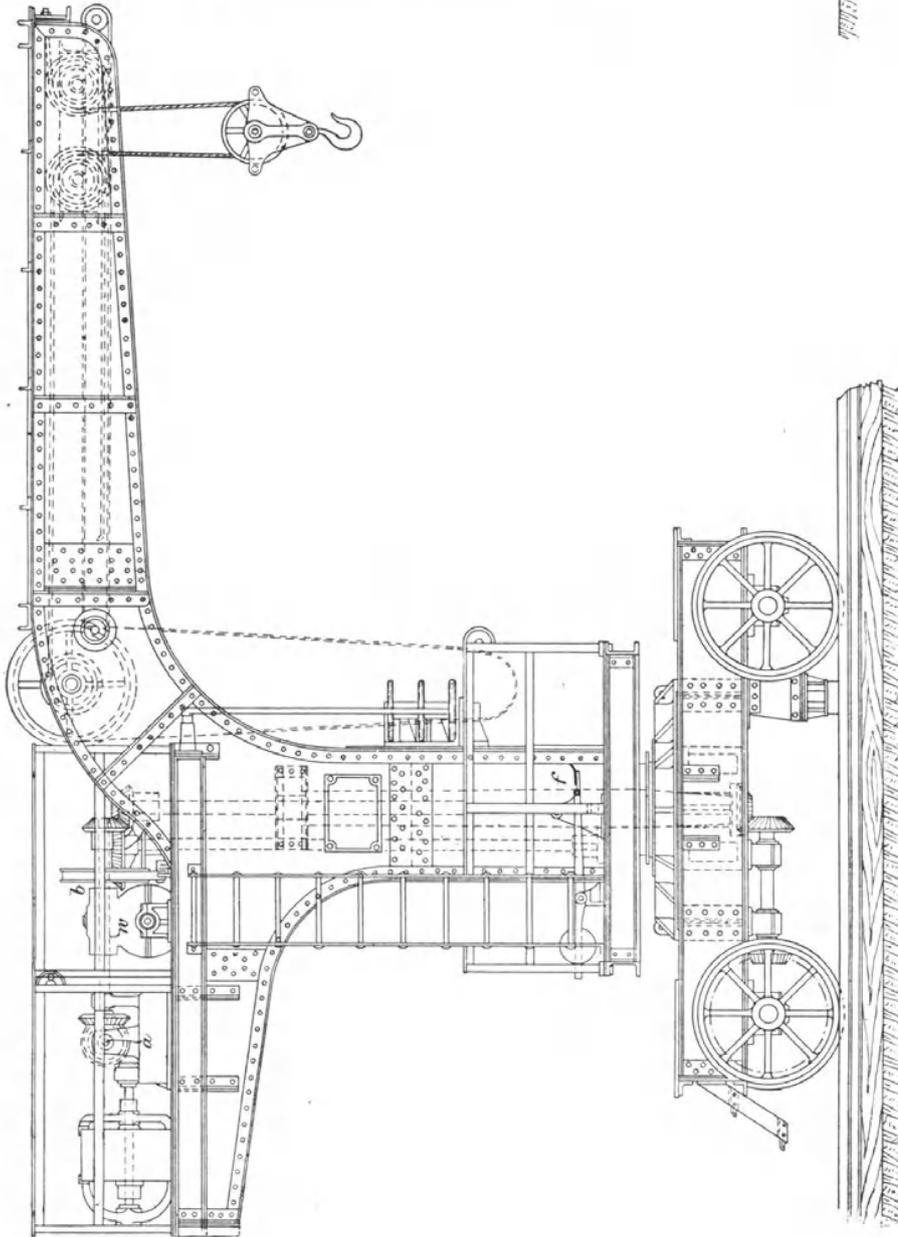


Fig. 544.

den Schienen ohne Last 20 Amp., mit voller Belastung durch 2000 kg in der äussersten Laufkatzenstellung 75 Amp. bei 54 m Fahrgeschwindigkeit in der Minute.

Der Stromverbrauch der Winde erreichte mit 700 kg am Haken 35 Amp. und mit 2000 kg 50 Amp. bei 100 mm sekundlicher Hubgeschwindigkeit.

Zum Schwenken ohne Last waren 15 Amp. erforderlich. Mit 2000 kg am Haken in 4 m Abstand von der Drehachse stieg der Stromverbrauch auf 25 Amp. bei der vorgeschriebenen Schwenkgeschwindigkeit von 1,25 m in der Sekunde.

Der Motor wird also nur beim Fahren mit voller Last, bei grösstem Hakenabstand, etwas über seine regelrechte Leistung beansprucht. Soweit dieser Kraftverbrauch unter den ungünstigsten Bedingungen nicht von einer erhöhten Reibung der Kernwelle durch schwache Biegung der Krahnssäule herrührt, sinkt der Energieverbrauch im Laufe der Zeit durch das Einlaufen der Triebwerke unter die Messungswerthe im neuen Zustande.

#### **Fahrbare Drehkrahne mit selbstthätig einstellbarem Gegengewicht.**

Die Nothwendigkeit, schwerbelastete, fahrbare Drehkrahne für ihre Standsicherheit, im Hinblick auf die mehr oder minder beschränkte Spurweite, mit ausreichend schweren Gegengewichten für das Auslegerkippmoment zu versehen und diese Gegengewichte selbst verschiebbar anzuordnen, um andererseits auch die Krahne im unbelasteten Zustande durch entsprechende Verkleinerung des Gegengewichtsmomentes gegen Umkippen nach rückwärts zu schützen, hat verschiedene Konstruktionen für selbstthätige Gegengewichteinstellung ins Leben gerufen, weil durch unsichere Schätzung der Lastverhältnisse mit der freien Verschiebung Gefahren verbunden sind.

Die Konstruktionen gehen von dem Gedanken aus unmittelbar durch den Lastkettenzug oder durch die Lastwirkung auf die Spannketten des Auslegers, welche mit der Regulirvorkehrung verbunden werden können, beim Beginn des Lastaufwindens die Lage eines beweglichen Gegengewichtes hinter der Krahdrehachse derart zu verändern, dass sich sein Schwerpunkt, nach Massgabe der Nutzlastgrösse, von der Krahnmitte nach rückwärts entfernt, damit die Resultante aller äusseren Krahnbelastungen, einschliesslich des Eigengewichts, möglichst in der Krahnmitte oder wenigstens innerhalb der festen Krahnstützpunkte bleibt. Die Gegengewichte werden hierbei entweder an einem Pendel aufgehängt, dessen Ausschlag sich selbstthätig durch die Nutzlast verändert, oder auf einer Führungsbahn nach einem bestimmten Abhängigkeitsgesetz von der Grösse der Nutzlast verschoben. Auch haben beide Bewegungsarten, unter Anwendung von zwei gelenkig gekuppelten Gegengewichten, gleichzeitig Anwendung gefunden.\*) Die erste Lösung der Aufgabe scheint durch Jambille geliefert zu sein.\*\*)

#### **Selbstthätige Gegengewichteinstellung für Drehkrahne von Jambille.**

Jambille lässt das eine Ende der Lastkette, Fig. 546, unmittelbar auf das Gegengewicht einwirken und zieht das Gewicht auf seiner gekrümmten Führungsbahn nach aussen; das andere Kettentrum geht, wie gewöhnlich,

\*) Eine Zusammenstellung verschiedener Konstruktionen findet sich in dem Aufsatz von R. Keller: Über fahrbare Eisenbahnkrahne mit selbstthätiger Ausbalancirung. Wochenschrift des Österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins 1877, S. 268 u. f.

\*\*) Die Jambille'sche Konstruktion war auf der Pariser Weltausstellung 1867. Vergl. Oppermann's Visite d'un ingénieur à l'exposition universelle de 1867, S. 383. Ausführungszeichnungen finden sich in Armengaud, Publication industrielle, vol. 26, S. 115, Taf. 11. Theoretische Untersuchungen sind in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover 1873, S. 62, veröffentlicht von Weiss: Die Form der Gegengewichtsbahn des fahrbaren Krahn's mit selbstthätiger Ausbalancirung.

auf die Lasttrommel *B*. Bei dem Versuch, die Last aufzuwinden, bewegt sich zunächst das Gegengewicht allein, bis die Spannung  $S_2$  in seiner Zugkette, infolge der allmählich wachsenden Ansteigungskurve der Führungsbahn, grösser wird, als  $S_3$ . Von diesem Augenblick an verharrt das Gegengewicht in seiner Lage, während nunmehr die Last angehoben wird. Zum Absetzen der Last ist das Gegengewicht in seine tiefste Stellung zurückzusenken, um die Kette zu entspannen, nachdem die Last auf einer festen Unterstüttung ruht.

Die Bauart vergrössert die erforderlichen Kettenlängen mit der Lasttrommel zu ihrer Aufnahme, und verursacht durch das Auf- und Abwinden der Kettenstrecken zum Verschieben des Gegengewichts einen ziemlich grossen Zeit- und Arbeitsverlust.

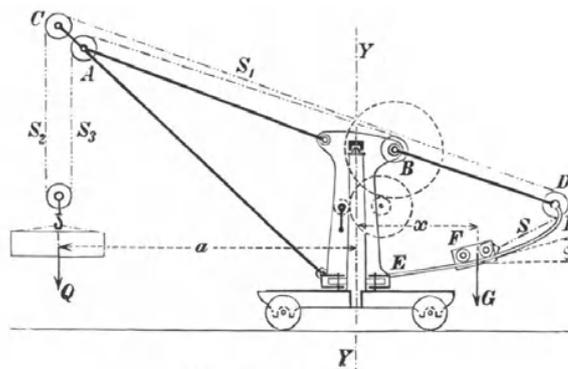


Fig. 546.

Die Bahnkurve für das Gegengewicht wählt Jambille so, dass für jede Nutzlast, innerhalb der Tragfähigkeit des Krahnes, die algebraische Summe der Kippmomente der Nutzlast und des Gegengewichts gleich Null wird.

**Berechnung der Gleichgewichtsbahn.**

- Bezeichnet *Q* die Nutzlast,
- a* die Krahnauladung von der Krahnmittelachse,
- G* die Grösse des Gegengewichts,
- x* den veränderlichen Abstand des Gegengewichtschwerpunktes von der Krahnmittelachse,
- S* die Spannung des Kettentrums am Gegengewicht,
- $\alpha$  den Neigungswinkel der Gleichgewichtsbahn im Schnittpunkt der Schwerlinie des Gegengewichts,

so lautet die Gleichgewichtsbedingung für die Kippmomente der Nutzlast und des Gegengewichts

$$Q a = G x \quad \dots \quad 432.$$

Vernachlässigt man den geringen Unterschied zwischen der Richtung des Kettenzuges, der auf das Gegengewicht wirkt, und der Tangente an die Führungsbahn in der augenblicklichen Schwerpunktslage des Gegengewichts, so muss die Schwerkraftkomponente nach der Tangentenrichtung gleich der Spannung des Kettentrums sein:

$$S = G \sin \alpha \quad \dots \quad 433.$$

Aus Gleichung 432 und 433 folgt:

$$x = \frac{Q a \sin \alpha}{S} \quad \dots \quad 434.$$

Zur Bestimmung von *S* sind die Reibungswiderstände, welche durch Ketten- und Zapfenreibung an der losen Rolle und den beiden Leitrollen *C* und *D* auftreten, zu berücksichtigen. Sieht man von der verschiedenen Umfangsumspannung der drei Rollen ab, so kann man den Widerstandskoeffizienten  $\kappa$  der einzelnen Rollen, welcher das Verhältniss der Spannung des ablaufenden Trums zur Spannung des auflaufenden angiebt, gleich

gross annehmen. Im Mittel ist auf Grund der Rechnungen über Rollenwiderstände, S. 14,  $\kappa = 1,05$ .

Für die in der Figur eingetragenen Spannungsbezeichnungen der einzelnen Kettenstrecken ist:

$$S_3 = S_2 \kappa \text{ und } Q = S_3 + S_2 = S_2 (\kappa + 1),$$

$$\text{ferner } S_3 = \kappa S_1 = S \kappa^2, \text{ mithin:}$$

$$S = \frac{Q}{\kappa^2 (\kappa + 1)} \dots \dots \dots \mathbf{435.}$$

$$\text{und } x = a \kappa^2 (\kappa + 1) \sin \alpha \dots \dots \dots \mathbf{436.}$$

Bezeichnen wir die Konstante  $a \kappa^2 (\kappa + 1)$  mit  $A$ , so ist

$$x = A \sin \alpha = A \frac{\text{tg } \alpha}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}}$$

Weiter folgt  $x^2 + x^2 \text{tg}^2 \alpha = A^2 \text{tg}^2 \alpha$  und

$$\text{tg } \alpha = \frac{x}{\sqrt{A^2 - x^2}}$$

Legt man die Y-Achse des Koordinatensystems in die Krahdrehachse, so ist nach den allgemeinen Kurvengesetzen

$$\text{tg } \alpha = \frac{dy}{dx}, \text{ also } dy = \frac{x dx}{\sqrt{A^2 - x^2}}.$$

Um diese Gleichung für die Integration umzuwandeln, substituieren wir

$$x = Av \text{ und } dx = A dv.$$

Dann folgt  $dy = \frac{A^2 v \cdot dv}{\sqrt{A^2 (1 - v^2)}} = A \frac{v \cdot dv}{\sqrt{1 - v^2}}$ .

Die Integration dieser Gleichung liefert

$$y = -A \sqrt{1 - v^2}.$$

Es war  $v = \frac{x}{A}$ , mithin

$$y = -A \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}} = -\sqrt{A^2 - x^2}, \text{ und schliesslich}$$

$$x^2 + y^2 = A^2 \dots \dots \dots \mathbf{437.}$$

Die Gleichgewichtsbahn ist nach einem Kreise gekrümmt, dessen Radius  $A$  ist.

Für  $A$  gilt der frühere Werth  $a \kappa^2 (\kappa + 1)$   $\dots \dots \dots \mathbf{438.}$

Vernachlässigt man die Rollenwiderstände, so ist für  $\kappa$  der Werth 1 zu setzen und demnach der entsprechende Näherungswerth von  $A$

$$A_1 = 2a \dots \dots \dots \mathbf{438a.}$$

Der negative Werth von  $y$  lässt erkennen, dass der Kreis seine konvexe Seite dem Erdboden zuwendet. Der Mittelpunkt des Kreises liegt in der Krahnachse, wie auch aus Gleichung 434, S. 661, ersichtlich, denn hiernach ist der Werth  $x=0$  an die Bedingung geknüpft, dass  $\sin \alpha$ , d. h. der Neigungswinkel  $\alpha$  der Gleichgewichtsbahn gleich null ist.

Bei der Ausführung kann man über die Länge der Gleichgewichtsbahn oder über die Grösse des Gegengewichts beliebig verfügen, und hat dabei nur die Bedingungsgleichung 432,  $Qa = Gx$ , für den Fall zu erfüllen, dass  $Q$  den Werth der Grenzlast annimmt.

Verzichtet man auf vollständigen Gewichtsausgleich des Obergestells um die Krahnachse und verhütet durch die selbstthätige Gegengewichts-

einstellung nur das Umkippen des Kranwagens um die Schienenkante, so ist das Gegenkippmoment des Kranwageneigengewichtes mit in Rechnung zu stellen. Auch dann bleibt die Gleichgewichtskurve noch ein Kreis, aber sein Halbmesser und seine Mittelpunktslage nehmen andere Werthe an.\*)

**Fahrbarer Drehkran mit selbstthätiger Gegengewichtseinstellung  
von Gauhe, Gockel & Cie.**

D. R. P. 29736.

Gauhe, Gockel & Cie. vermitteln die selbstthätige Einstellung des Gegengewichtes durch eine Spiralrolle im Kopfe des Auslegers, Textfig. 547, welche das stehende Kettentrum der losen Lastrolle aufnimmt und mit einer zweiten Seilrolle fest verbunden ist, die als Windentrommel für das fahrbare Gegengewicht dient. Beim Aufwinden der Last dreht der Kettenzug die Spiralrolle und zieht damit das Gegengewicht gleichzeitig nach aussen, bis sich durch Verkleinerung des treibenden Rollenmomentes, infolge der abnehmenden Armlängen der Spirale, das Gleichgewicht mit dem unveränderlichen Moment des Gegengewichtszuges an der zugehörigen Seilrolle herstellt.

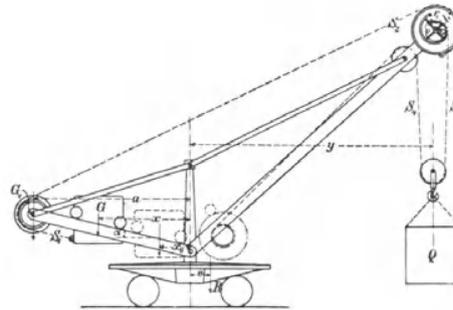


Fig. 547.

Die Wirkung des beweglichen Gewichts  $G$  wird, wie aus der Zeichnung ersichtlich, durch ein festes Gegengewicht  $G_1$  unterstützt. Um ferner die Grösse des fahrbaren Gegengewichts und die Ausladung seiner Bahn nicht störend weit zu steigern, ist auf den vollständigen Ausgleich der Kippmomente in bezug auf die Kransäulenachse verzichtet und nur dafür gesorgt, dass die Resultante aller Kräfte, einschliesslich des Wageneigengewichtes, stets innerhalb der Normalspurweite liegt, für welche der Kranwagen gebaut ist. Bei unbelastetem Kran liegt die Resultante auf der Gegengewichtseite, ungefähr 500 mm von der Mitte entfernt. Durch steigende Belastung rückt die Resultante nach der Kranmitte und wandert schliesslich auf die Auslegerseite hinüber. Überschreitet die Belastung eine bestimmte Grenze, so beginnt das ursprünglich an der Kransäule ruhende Gegengewicht sich durch die Spannung  $S_3$  des Lastkettentrums zu bewegen, sobald das Drehmoment von  $S_3$  grösser wird, als das Moment der Spannung  $S_2$  im Gegengewichtseil. Durch die Verkleinerung des wirksamen Spiralarmes nähert sich die Last etwas der Kranmitte, während sich gleichzeitig der Hebelarm von  $G$  mit zunehmender Drehung des zugehörigen Rollenpaares im Hauptauslegerkopf vergrössert. Bei bestimmter Form der Spirale verharrt die Resultante aller Lastkräfte für die oberen Laststufen weiter in der Grenzlage, die sie mit dem Beginn der Gegengewichtsbewegung eingenommen hatte, so dass der Kran bis zur vollen Ausnutzung der Gleichgewichtsbahn belastet werden kann, ohne die Standsicherheit zu vermindern.

Zur Ermittlung der erforderlichen Spiralform mögen folgende Bezeichnungen eingeführt werden:

\*) Vergl. Weiss, Die Form der Gegengewichtsbahn des fahrbaren Krans mit selbstthätiger Ausbalancirung. Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover 1873, S. 162. Eine abgeänderte Konstruktion findet sich in Hart, Hebe-  
maschinen 1876. S. 65.

- $Q$  die wechselnde Belastung,  
 $Q_0$  diejenige Belastungsgrenze, für welche das Gegengewicht  $G$  beginnt, seine tiefste Stellung zu verlassen,  
 $G_1$  das feste Gegengewicht im Abstände  $a$  von der Krahnssäulenmitte,  
 $r$  der veränderliche Spiralarm, an welchem das stehende Lastkettenzentrum bei schwebender Last  $Q$  einwirkt, gemessen bis Kettenmitte,  
 $r_0$  der grösste Spiralarm, der sich während der tiefsten Lage des Gegengewichts wagerecht einstellt und für alle Werthe von  $Q \leq Q_0$  den Hebelarm der Kettenspannung  $S_3$  bildet,  
 $y$  der veränderliche Abstand der Last  $Q$  von der Krahnmitte für den zugehörigen Werth von  $r$ ,  
 $y_0$  der grösste Werth von  $y$ , für den Grenzwert  $r_0$  von  $r$ , der für alle Lasten  $Q \leq Q_0$  auftritt,  
 $b$  der Halbmesser der Gegengewichtseilrolle im Auslegerkopf bis Seilmitte,  
 $\varphi$  der Drehwinkel der Spirale zwischen der wagerechten Anfangsstellung von  $r_0$ , die sich mit der augenblicklichen von  $r$  deckt, und der Stellung von  $r_0$  bei schwebender Last  $Q$ ,  
 $x_0$  der kleinste Abstand des beweglichen Gegengewichts von der Krahnmitte für alle Lasten  $Q \leq Q_0$ ,  
 $x$  der augenblickliche Abstand des Gegengewichtes  $G$  von der Krahnmitte für  $Q > Q_0$ ,  
 $\alpha$  der Neigungswinkel der geraden Gegengewichtsbahn,  
 $R$  die Resultante der Last und der beiden Gegengewichte,  
 $e$  der Abstand dieser Resultante von der Krahnmitte.

Ausser den zur Resultante  $R$  vereinigten Kräften erzeugen nur noch die Eigengewichte der beiden entgegengesetzt gerichteten Ausleger mit den Kopffrollen und der Lastwinde Kippmomente um die Krahnmitte, von denen das Hauptauslegermoment überwiegt und die Standsicherheit des unbelasteten Krahnes erhöht, während andererseits bei belastetem Krahn das resultierende Kippmoment vergrössert wird.

Das Eigengewicht des Wagens mit der Krahnssäule wirkt in der Krahnmitte und bewirkt daher unter allen Umständen eine entsprechende Annäherung der Schlussresultante aller Gewichtskräfte an die Mittelachse.

Für den Entwurf und die vorliegenden Untersuchungen genügt es, die Lage der Resultante  $R$  in Betracht zu ziehen und dafür zu sorgen, dass ihr Hebelarm  $e$  kleiner als die halbe Spurweite und der halbe Radstand ausfällt, weil das zusätzliche Kippmoment des hierbei noch nicht berücksichtigten Auslegers mit seiner Ausrüstung oder das Kippmoment des leeren Krahnes jederzeit durch das Krahnwageneigengewicht unschädlich gemacht werden kann, ohne störend grosse Gewichtsmassen in dieser Konstruktion anzuhäufen.

Ist für die Lastverhältnisse, bei Beginn der selbstthätigen Gegengewichtswirkung, durch die Gleichung für  $e$

$$Q_0 y_0 - G_1 a - G x_0 = (Q_0 + G_1 + G) e \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{439.}$$

der Krahn gegen Kippen gesichert, so hat nach den vorstehenden Erörterungen die Spiralförmigkeit der Bedingung zu genügen, dass  $e$  für jede Nutzlast  $Q > Q_0$  bis zur geforderten Grenzlast unverändert bleibt. Dem entspricht

$$Q y - G_1 a - G x = (Q + G_1 + G) e \quad . \quad . \quad . \quad \mathbf{440.}$$

und weiter, wenn man erwägt, dass mit einer Zunahme der Last um  $dQ$  eine Abnahme des wirksamen Spiralarmes um  $dr$  eintritt und sich hierbei die Mitte der Lastkettenschlinge um  $\frac{dr}{2}$  der Krahnmitte nähert, während sich  $x$  um  $dx$  vergrössert

$$(Q + dQ) \left( y - \frac{dr}{2} \right) - G_1 a - G(x + dx) = (Q + dQ + G_1 + G) e \quad \mathbf{441.}$$

Aus den beiden letzten Gleichungen folgt durch Abziehen der ersten von der zweiten, unter Fortlassung der unendlich kleinen Glieder zweiter Ordnung:

$$-Q \frac{dr}{2} + y dQ - G dx = e \cdot dQ$$

$$(y - e) dQ = Q \frac{dr}{2} + G dx = Q \frac{dr}{2} + G b \cos \alpha d\varphi \quad \mathbf{442.}$$

Da das Moment  $S_1 b$  der Seilspannung  $S_1$  unverändert bleibt, sobald  $G$  seine tiefste Stellung verlässt, muss:

$$(Q + dQ)(r - dr) = Qr = Q_0 r_0 \text{ sein,}$$

oder

$$-Q dr + r dQ = 0$$

$$dQ = Q \frac{dr}{r} = \frac{Q_0 r_0}{r^2} dr$$

Durch Einführung dieses Werthes in die Gleichung 442 für  $y - e$  folgt:

$$(y - e) \frac{Q_0 r_0}{r^2} dr - \frac{Q_0 r_0}{2r} dr = G b \cos \alpha d\varphi.$$

Ferner 
$$y = y_0 - \frac{r_0 - r}{2}$$

also 
$$Q_0 dr \left( \frac{y_0 r_0}{r^2} - \frac{r_0^2}{2r^2} + \frac{r_0}{2r} - \frac{e r_0}{r^2} - \frac{r_0}{2r} \right) = G b \cos \alpha d\varphi$$

$$\left( y_0 - \frac{r_0}{2} - e \right) \frac{dr}{r^2} = \frac{G b \cos \alpha}{Q_0 r_0} d\varphi.$$

Berücksichtigt man, dass für den grössten Werth von  $r$ , d. i. für die obere Grenze  $r = r_0$ , der Winkel  $\varphi = 0$ , und umgekehrt für die untere, d. i. für den kleinsten Werth von  $r$ ,  $\varphi$  seinen grössten Werth erreicht, so führt die Integration der Gleichung zu

$$- \int_r^r \left( y_0 - \frac{r_0}{2} - e \right) = - \frac{G b \cos \alpha}{Q_0 r_0} \varphi + C$$

d. h. mit den obigen zusammengehörigen Grenzwerten  $\varphi = 0$  und  $r = r_0$

$$- \int_{r_0}^r \left( y_0 - \frac{r_0}{2} - e \right) = C$$

$$\int_r^r \left( y_0 - \frac{r_0}{2} - e \right) = \frac{G b \cos \alpha}{Q_0 r_0} \varphi + \int_{r_0}^r \left( y_0 - \frac{r_0}{2} - e \right)$$

und schliesslich 
$$r = \frac{\left( y_0 - \frac{r_0}{2} - e \right) r_0}{\varphi \frac{G b \cos \alpha}{Q_0} + y_0 - \frac{r_0}{2} - e} \quad \mathbf{443.}$$

als Gleichung zur Bestimmung von  $r$  für beliebige Werthe von  $\varphi$ , wenn über die anderen Werthe durch Entwurfannahmen verfügt ist.

Die Grösse von  $Q_0$  ist abhängig von dem Fahrwiderstand des beweglichen Gegengewichts.

Wählt man, wie in der auf Taf. 41 dargestellten Ausführung, für einen Kran von 2500 kg Tragfähigkeit  $G = 1550$  kg, die Neigung der Rollbahn  $\text{tg } \alpha = 1:5$ , die Laufrollenhalbmesser = 75 mm und ihre Zapfenhalbmesser = 20 mm, so bestimmt sich der Fahrwiderstand  $S_1$ , unter Annahme eines Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$  für die voraussichtlich mangelhafte Schmierung im Betriebe, und des Werthes 0,8 mm für den Koeffizienten der rollenden Reibung, im Hinblick auf die sehr kleinen Laufrollen,

$$S_1 = 1550 \sin \alpha + \frac{0,1 \cdot 20 + 0,8}{75} \cdot 1550 \cos \alpha = 362 \text{ kg.}$$

Die Widerstände der beiden Auslegerrollen erhöhen den Umfangswiderstand der Seilwindenrolle etwa um  $1,04^2 = 1,08$ , so dass  $S_2 = 362 \cdot 1,08 = \sim 390$  kg zu setzen ist. Hieraus ergibt sich für den Seilrollenhalbmesser  $b$  bis Seilmitte = 355 mm und den grössten Spiralarm  $r_0$  bis Kettenmitte = 230 mm, nach den Massen der Ausführung, die Kettenspannung  $S_3$ , welche das Gewicht  $G$  aus der Anfangslage in Bewegung setzt,

$$S_3 = \frac{390 \cdot 355}{230} = \sim 602 \text{ kg.}$$

Berücksichtigt man schliesslich noch, dass beim Anheben der Last

$$S_4 = S_3 \kappa = \sim 1,044 S_3$$

$$\text{und} \quad S_3 + S_4 = Q_0 \quad \text{also} \quad Q_0 = 2,044 \cdot 602$$

$$\text{so folgt} \quad Q_0 = \sim 1230 \text{ kg}$$

als Belastung, mit der das fahrbare Gegengewicht selbstthätig regelnd zu wirken beginnt.

Mit den Werthen aus der Zeichnung,  $y_0 = 4000$  und  $x_0 = 380$  mm,  $a = 3000$  mm und  $G_1 = 1025$  kg wird

$$e = \frac{1230 \cdot 4000 - 1025 \cdot 3000 - 1550 \cdot 380}{1230 + 1025 + 1550} = 330 \text{ mm.}$$

Für  $\varphi = 2\pi$  erhalten wir mit den vorstehenden Werthen:

$$r = \frac{(4000 - 115 - 330) 230}{\frac{2\pi \cdot 1550 \cdot 355 \cdot 0,98}{1230} + 4000 - 115 - 330} = 129,6 \text{ mm.}$$

Nahe hiermit übereinstimmend ist in der Ausführung der kleinste Spiralarm bis Kettenmitte = 129,5 mm für  $\varphi = \frac{11}{6}\pi$ , statt  $\varphi = 2\pi$ .

Im übrigen ist für die Form der Spirale zwischen den beiden, mit den theoretischen Ergebniss übereinstimmenden Grenzwerten, statt der genauen Gestalt, die sich durch Ermittlung einer Reihe von Werthen für  $r$  mit verschiedenen Werthen von  $\varphi$  zwischen 0 und  $2\pi$  feststellen lässt, als Ersatz eine gewöhnliche Evolvente gewählt, mit 35 mm Durchmesser des Grundkreises.

Die Abweichungen der Ersatzkurve von der genauen sind in der nachstehenden Vergleichung zusammengestellt:

	Genauere Spirale	Ersatzevolvente
$\varphi = 0$	$r = 230,0$ mm	$r = 230,0$ mm
" $= \frac{\pi}{6}$	" = 216,1 "	" = 221,5 "
" $= \frac{\pi}{3}$	" = 203,7 "	" = 212,5 "
" $= \frac{\pi}{2}$	" = 192,7 "	" = 203,5 "
" $= \frac{2}{3}\pi$	" = 182,8 "	" = 194,2 "
" $= \frac{5}{6}\pi$	" = 173,9 "	" = 185,0 "
" $= \pi$	" = 165,8 "	" = 176,1 "
" $= \frac{7}{6}\pi$	" = 158,4 "	" = 166,9 "
" $= \frac{4}{3}\pi$	" = 151,7 "	" = 157,7 "
" $= \frac{3}{2}\pi$	" = 145,5 "	" = 148,5 "
" $= \frac{5}{3}\pi$	" = 139,8 "	" = 139,1 "
" $= \frac{11}{6}\pi$	" = 134,4 "	" = 129,5 "
" $= 2\pi$	" = 129,6 "	" = 120,3 "

Da die entsprechenden Arme der Ersatzevolvente im allgemeinen etwas grösser ausfallen, als die genauen Rechnungswerthe, so folgt, dass die ausgeführte Spirale sich bis zum Eintritt des jedesmaligen Gleichgewichtszustandes um etwas grössere Winkelbeträge drehen wird, als die genaue Spirale, d. h. das Gegengewicht fährt etwas weiter hinaus, als den Rechnungsgrundlagen entspricht. Die Abweichung bleibt also ohne jeden nachtheiligen Einfluss und bewirkt sogar noch eine günstige weitere Annäherung der Resultante an die Krahnmitte.

Nutzt man die Spirale nur bis zum Drehwinkel  $\varphi = 2\pi$  aus, so ermittelt sich die Grenzlast  $Q$ , bis zu der das Gegengewicht  $G$  das Kippmoment unverändert erhält, aus der allgemeinen Beziehung

$$Qr = Q_0 r_0$$

$$Q = \frac{1230 \cdot 230}{129,6} = \sim 2184 \text{ kg.}$$

In der Ausführung wird dieser Grenzwerth nicht ganz erreicht, weil die volle Drehung der Spirale und der Seilwindenrolle für das Gegengewicht diesem gestattet müsste, bis auf 2565 mm von der Krahnmitte auszuweichen, während zur Beschränkung des Gegenauslegers hierfür nach der Zeichnung 2425 mm als Grenzwerth angenommen sind.

Sobald das Gegengewicht seine äusserste Stellung erreicht, rückt mit weiterer Belastungszunahme die Resultante  $R$  weiter von der Krahnmitte ab. Für die zulässige Grenzlast von 2500 kg bestimmt sich  $e$  mit dem zugehörigen Werthe von

$$y = y_0 - \frac{r_0 - r_{\min}}{2} = 4000 - \frac{230 - 129,6}{2} = \sim 3950 \text{ mm}$$

durch  $e = \frac{2500 \cdot 3950 - 1025 \cdot 3000 - 1550 \cdot 2425}{5075} \sim 600 \text{ mm.}$

Dem Bestreben des überhängenden Eigengewichts des grossen Auslegers, die Resultante noch weiter nach aussen zu rücken, tritt die gleichmässig um die Krahnmitte vertheilte Eigenlast des Krahnwagens entgegen und führt die Gesamresultante auf etwa 500 mm Abstand von der Krahnsäule zurück, so dass auch bei grösster Normalbelastung vollständige Standsicherheit vorhanden ist.

Im unbelasteten Zustande liegt die Resultante der beiden Gegengewichte im Abstände

$$e = \frac{1025 \cdot 3000 + 1550 \cdot 380}{2575} = \sim 1423 \text{ mm.}$$

Hieraus entsteht bei der ungünstigsten Stellung des Auslegers senkrecht zu den Schienen, für 1500 mm Entfernung der Schienenmitten voneinander, um die Schiene auf der Gegengewichtseite ein Kippmoment

$$2575 (1,423 - 0,750) = \sim 1733 \text{ kgm.}$$

Das Eigengewicht des ganzen Krahnes beträgt, abzüglich der Gegengewichte  $\sim 3900$  kg. Vernachlässigt man für die vorliegende Prüfung den günstigen Einfluss des etwas nach dem Lastausleger aus der Mitte abliegenden Schwerpunktes der Konstruktion und nimmt denselben zu Gunsten der Sicherheit der Rechnung in der Krahnmitte liegend an, so wird das Aufkippen durch ein Moment von  $3900 \cdot 0,750 = 2925$  kgm verhindert. Das Stabilitätsmoment im unbelasteten Zustande beträgt  $2925 - 1733$  d. i.  $\sim 1200$  kgm. Unter genauerer Berücksichtigung der Lastvertheilung findet sich auch hier, wie bereits eingangs erwähnt, die Gesamresultante ungefähr im Abstände von 500 mm aus der Krahnmitte entfernt. Gegen Kippen bei fahrlässigem Überlasten bieten die Schienenklammern einen weiteren Schutz.

Der selbstthätige Ausgleich der Last durch das Gegengewicht beschränkt gleichzeitig die Biegungsanstrengung der gussstählernen Krahnsäule und die wagerechten Schwenklagerdrucke.

Der Grundrahmen für den ganzen Krahn wird durch einen gusseisernen, vierarmigen Stern gebildet, Fig. 3 und 4, Taf. 41, in dessen Nabe die Krahnsäule eingesetzt ist. Auf dem Grundrahmen ruhen die gusseisernen Träger für die aus Riffelblech gebildete Plattform, auf der die Windenarbeiter stehen.

Die Kopfhaube der Krahnsäule, Fig. 6, und das untere Halslager, Fig. 5, Taf. 41, sind aus Gusseisen mit eingegossenen, stählernen Schildzapfen hergestellt. Die Zapfen werden zum Einlagern in die Sandform, paarweise zusammenhängend, aus einem vollen Stück geschmiedet und die

in der Zeichnung punktiert angedeuteten, schwächeren Mittelstrecken nachträglich beim Ausdrehen der Gussstücke beseitigt. Zur sicheren Verbindung der Zapfen mit dem Guss sind die Zapfenwurzeln mit ringförmigen Nuthen ausgestattet und verzinnt.

Die Spiralrolle ist mit ihrer Seilscheibe in Fig. 5, Taf. 39, dargestellt. Das hohle Modell dient gleichzeitig als Kernbüchse für den Sandkern. Beachtenswerth ist die Drahtseilbefestigung am Umfang der Seilrolle mittelst einer Keileinlage, die sich durch den Seilzug selbstthätig festzieht und die erforderliche Klemmung erzeugt. In ähnlicher Weise wird auch das andere Seilende an der Spansschraubenöse des Gegengewichts befestigt, Fig. 7, Taf. 39, und Fig. 2, Taf. 41.

Die Lastwinde ist mit doppeltem, ausrückbarem Vorgelege gebaut. Für kleine Lasten kann ausserdem auch noch die lose Rolle ausser Thätigkeit gesetzt werden. Gauhe, Gockel & Cie. benutzen hierfür eine eigenartige Sperrvorrichtung, deren Wirkungsweise aus Fig. 6, Taf. 39, zu entnehmen ist. Der wie gewöhnlich in das Rollengehäuse drehbar eingesetzte Hakenträger ist senkrecht zur Drehachse in Form eines Sperrhorns ausgeschmiedet. Dreht man den Haken in die voll ausgezeichnete Lage, so legt sich das Horn in die Rollennuthe zwischen zwei Kettenglieder und verhindert beim Aufwinden die Drehung der losen Rolle, indem sich der Haken mit der Kette kuppelt. Das Rollengehäuse neigt sich nach hinten und steigt mit dem ziehenden Kettentrum als tote Last in die Höhe, während das andere Trum, welches zur Spiralrolle führt, schlaff wird und als lose Schlinge herunterhängt.

Durch Beschränken des selbstthätigen Ausgleichs der Kippmomente auf die mittleren Lasten, unter zweckentsprechender Ausnutzung der Standicherheit, welche für die unteren und oberen Lastgrenzen durch die sonstigen Gewichtsmassen der Konstruktion geboten wird, sowie durch die Hebelübersetzung zwischen der Ausgleichspirale und der Gegengewichtswindenrolle, geht in der vorliegenden Ausführung beim Aufwinden der Last im ungünstigsten Fall für den Lasthub nur etwas über 1 m Kettenwickellänge zum selbstthätigen Einstellen des Gegengewichts verloren. Dieser Verlust erscheint im Vergleich zu der dadurch gewonnenen Sicherheit und gefahrlosen Benutzung des Krahnens bedeutungslos. Überall da, wo wechselnde Lasten zu bewältigen sind, deren Gewicht sich der genauen Schätzung der Arbeiter entzieht, in Steinbrüchen, auf Baugerüsten, sowie für Streckenarbeiten auf der Eisenbahn, verdient die Konstruktion besondere Beachtung. Ihre Benutzbarkeit ist nur von dem Vorhandensein des erforderlichen freien Schwenkraumes für den Gegenausleger abhängig. Meist baut die Fabrik diese Krahne mit der S. 254 beschriebenen Senkbremskupplung, Fig. 7, Taf. 7, zum Schutz gegen den Kurbelrücklauf.\*)

**Selbstthätige Gegengewichtseinstellung für fahrbare Krahne von Emile Evers.**  
Französisches Patent.

Evers verwendet, wie Jambille, eine kurvenförmige Bahn mit nach aussen wachsender Steigung für das Gegengewicht, vermittelt aber die Gegengewichtsverschiebung nicht, wie sonst üblich, durch Kettenwerk, sondern durch Flüssigkeitsdruck. Die Last hängt in einer losen Rolle, deren ruhendes Kettentrum über eine Leitrolle nach dem Kolbenstangenkopf eines auf dem Rücken des Auslegers gelagerten und mit Glycerin gefüllten Cylinders geführt ist. Der Druckraum des Cylinders oberhalb des Kolbens steht durch eine Rohrleitung mit zwei seitlich neben der Gegengewichtsbahn liegenden Cylindern in Verbindung, deren Kolbenstangen unmittel-

\*) Vergl. Z. d. V. d. Ing. 1893. Fr. Freitag, Fahrbarer Drehkrahne für 5000 kg.

bar mit dem Gegengewicht gekuppelt sind und dasselbe nach Massgabe der am Krahn hängenden Last und des dadurch erzeugten Flüssigkeitsdruckes bis in die Gleichgewichtslage auf der allmählich steiler ansteigenden Bahn hinauschieben. Zum Abnehmen der Last ist die Rohrleitung durch einen Hahn abzusperren, um die Kette schlaff machen zu können. Beim Wiederöffnen des Hahnes rollt das Gegengewicht selbstthätig auf seiner Bahn zurück und presst damit auch die Füllung der Schubcylinder wieder in den Abstützungscylinder der Last auf dem Ausleger. Durch die Wahl der Cylinderquerschnitte lässt sich das Verhältniss zwischen Nutzlast und Gegengewicht so bestimmen, dass die Länge der Gegengewichtsbahn nicht störend lang ausfällt. Das Einschalten eines Manometers bietet ein einfaches Mittel, gleichzeitig die Krahnbelastung selbstthätig anzuzeigen.\*)

**Fahrbarer Dampfdrehkrahn mit veränderlicher Ausladung zum Kohlenverladen.**

Ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft,  
vormals Bechem & Keetman.

Der auf Taf. 42 in Fig. 1 und 2 dargestellte, fahrbare Dampfdrehkrahn ist für 2500 kg Tragkraft bei 7 m Ausladung oder für 3500 kg bei 5,5 m Ausladung und 2,4 m Spurweite des Fahrgeleises bestimmt.

Als Betriebsmaschine dient eine stehende Zwillingsdampfmaschine von 160 mm Cylinderdurchmesser und 240 mm Kolbenhub, die mit 7 Atmosphären Kesselüberdruck und 200 Umdrehungen in der Minute arbeitet. Für die Steuerung sind einfache Muschelschieber verwendet.

Betriebsmaschine und Krahn sind auf einer Drehscheibe montirt, die durch einen Königzapfen auf dem Wagenunterbau centrirt ist und von drei kegelförmigen Laufrollen getragen wird, von denen zwei auf der Auslegerseite, die dritte diametral gegenüber auf der Kesselseite liegen.

Von der Kurbelwelle der Dampfmaschine werden fünf verschiedene Bewegungen abgezweigt:

1. zum Heben der Last,
2. zum Schwenken,
3. zum Fahren,
4. zum Verändern der Ausladung,
5. zum Entleeren der Förderschalen.

Für alle fünf Bewegungen stehen zwei verschiedene Geschwindigkeiten zur Verfügung, je nachdem — wie in der Zeichnung angenommen — der Antrieb der Kurbelwelle auf die erste Vorgelegewelle  $A$  durch die Stirnräder  $ba$  oder durch das umgekehrte Räderpaar von gleicher Grösse  $a_1 b_1$  fortgeleitet wird. Der Wechsel ist durch Verschieben der Antriebräder auf der Kurbelwelle nach Bedarf vor Beginn der Arbeit von Hand vorzunehmen. Die Räder sind zu dem Zweck nur durch Feder und Nuth mit der Welle verbunden. Die Welle  $A$  steht durch den Eingriff des Rades  $a$  in das gleichgrosse  $a_2$  mit der Welle  $B$  in ständiger Verbindung, so dass beide Wellen während des Ganges der Maschine mit gleicher Umdrehungszahl laufen und das Abzweigen der weiteren Bewegungen zum Heben, Fahren und Schwenken durch Kuppeln der hierzu vorhandenen Zweigtriebwerke ermöglichen. Der Antrieb der Trommelwelle wird mittelst der Stirnräder  $cd$  von der Welle  $A$  durch Einkuppeln des lose auf der Welle angeord-

\*) Eingehende Mittheilungen über die Konstruktionen mit Rechnungswerthen für die Ausführung enthält das Portefeuille Economique des Machines, Juni 1898, S. 88 u. f. mit Taf. 26 u. 27, die auch dadurch noch Beachtung verdienen, dass sie den Fall des Umbaues eines Dampfkrahnes in einen mit elektrischem Betrieb behandeln.

neten Ritzels  $c$  entnommen. Der Einrückhebel für die Kupplung ist in der Figur mit  $C$  bezeichnet. Die Konstruktion der Reibungskupplung ist in Textfigur 548 dargestellt. Auf der treibenden Welle  $A$  sitzt die cylindrische Kupplungsscheibe  $R$  mit innerer Druckfläche fest aufgekeilt, und lose auf dem Wellenkopf die Scheibe  $S$ , mit deren Nabe der Ritzel  $c$  verbunden ist. Zwischen den Cylinderflächen der beiden Scheiben liegt ein aufgeschnittener, federnder Stahlring, der sich im freien Zustande durch seine Federspannung gegen die innere Scheibe  $S$  anlegt, durch Verschieben der

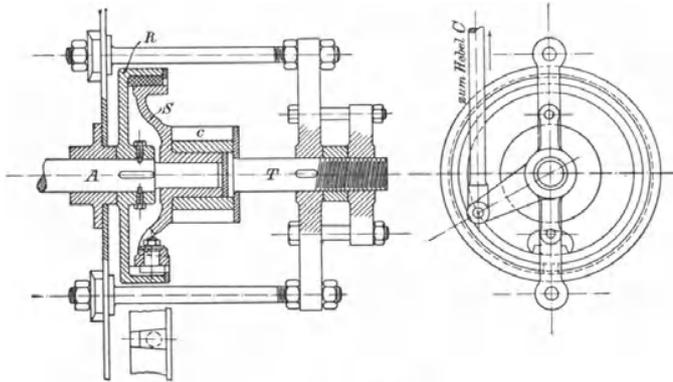


Fig. 548.

Scheibe nach links aber gespreizt wird und den Kupplungsschluss vermittelt, sobald er sich hierbei mit genügender Kraft gegen die äussere Scheibe  $R$  anpresst. Das Spreizen erfolgt durch Eindringen eines am Umfange der Scheibe  $S$  befestigten Keiles in den Spalt des aufgeschnittenen Kupplungsringes. — Vgl.

auch die neuere Konstruktion der Firma, Fig. 151, S. 162.

Der Keil überträgt während des Einrückens gleichzeitig den Antrieb der äusseren Kupplungshälfte auf die innere. Um den Ring beim Zurückziehen der inneren Scheibe mit dem Keil zum Lösen der Kupplung zurückzuhalten, ist die äussere Kupplungsscheibe mit einem vorgeschraubten schmalen Schutzrande versehen, der nur dem Keil freies Zurückweichen gestattet. Ein- und Ausrücken der Kupplung wird durch Drehen eines Stellhebels vermittelt, der zwischen zwei mit dem Maschinengerüst verschraubten Traversen auf der steilgängigen Schraubenspindel  $T$  drehbar angeordnet, in seiner Nabe das Muttergewinde für die Spindel trägt. Er schiebt, an eigener Bewegung in achsialer Richtung gehindert, die Spindel  $T$  und damit die innere Kupplungsscheibe mit ihrem Spannkeil vor oder zurück, da andererseits die Spindel durch Feder und Nuthführung in der Traverse auf die Schubbewegung beschränkt, sowie durch einen Kopfbund und eine vorgeschraubte Deckplatte mit der Nabe der Kupplungsscheibe  $S$  verbunden ist.

Aus dem Abstände der Welle  $A$  vom Standort des Krahnführers ergibt sich die Nothwendigkeit, zwischen dem Handhebel  $C$  und dem Einrückhebel der Kupplung ein Gestänge einzuschalten. Zum Einrücken des Windentriebwerks ist der Handhebel  $C$ , Fig. 1 und 2, Taf. 42, nach links zu steuern. Hierbei bewegt sich der Zapfen  $E$  des zugehörigen Winkelarmes frei in einem zur Hebeldrehachse konzentrischen Schlitz eines zweiten Hebelwerkes, das mit dem Belastungsgewicht  $D$  zum selbstthätigen Spannen der auf der Trommelwelle  $e$  neben dem Stirnrade  $d$  aufgekeilten Sperrradbremse dient. Die Konstruktion dieser Bremse — D.R.P. 49895 — ist früher, S. 251, an Hand der Fig. 2, Taf. 7, erläutert. Aus ihrer Wirkungsweise und aus den vorstehend geschilderten Verhältnissen folgt, dass die Bremse, welche, sich selbst überlassen, das Aufwinden der Last nicht hindert, aber den Rücklauf so lange sperrt, bis sie gelüftet wird, durch Einrücken des Windentriebwerks unbeeinflusst bleibt und die gehobene Last schwebend hält, wenn

das Triebwerk wieder ausgerückt wird. Bewegt man den Handhebel *C* aus der gezeichneten Mittellage nach rechts, so lüftet der Zapfen *E* durch die Grenzlage in seiner freien Schlitzbahn das Spannhebelwerk der Sperrradbremse und lässt damit die gehobene Last oder die leere Förderschale niedersinken.

Die verschiedenen Räderwerke sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Leistungsfähigkeit.	
Dampfkessel . . . .	Rostfläche 0,3 qm, Heizfläche 6,5 qm für 7 Atm. Überdruck.
Maschine . . . . .	2 Cylinder von 160mm Dm. u. 240mm Hub. 200 Touren i. d. Min.
Geschwindigkeiten beim Heben . . . . .	für 2500 kg bei 7 m Ausladung: 0,64 m i. d. Sekunde.
Geschwindigkeiten beim Fahren . . . . .	" 3500 " " 5,5 " " " 0,44 " " "
Geschwindigkeiten beim Drehen . . . . .	" 2500 " " 7 " " " 0,95 " " "
Veränderung der Ausladung . . . . .	" 3500 " " 5,5 " " " 0,67 " " "
	" 2500 " " 7 " " " 1 Umdrehung in 25 Sek.
	" 3500 " " 5,5 " " " 1 " " 36 "
	in 34 bzw. 48 Sekunden.

Übersetzung beim Heben der Last.			
Rad.	1:6,2 bei 2500kg und 7 m Ausladung	Rad.	1:9 bei 3500kg u. 5,5 m Ausladung
<i>a</i> <sub>1</sub>	Stirnrad 42 Zähne, 10π Thlg. 420 Dm.	<i>b</i>	Stirnrad 35 Z. 10π Thlg. 350 Dm.
<i>b</i> <sub>1</sub>	" 35 " 10π " 350 "	<i>a</i>	" 42 " 10π " 420 "
<i>c</i>	Ritzel 11 " 14π " 168 "		(11 " 12π " 144 ")
<i>d</i>	Stirnrad 82 " 14π " 1148 "		(98 " 12π " 1176 ")
<i>e</i>	Kettentrommel . . . . . 380 "		(370 ")
Übersetzung beim Fahren des Krahn.			
	1:6,7 bei 2500kg und 7 m Ausladung	Rad.	1:9,6 bei 3500kg, 5,5 m Ausladung
<i>a</i> <sub>1</sub>	Stirnrad 42 Zähne, 10π Thlg. 420 Dm.	<i>b</i>	Stirnrad 35 Z. 10π Thlg. 350 Dm.
<i>b</i> <sub>1</sub>	" 35 " 10π " 350 "	<i>a</i>	" 42 " 10π " 420 "
<i>a</i>	" 42 " 10π " 420 "	<i>a</i> <sub>2</sub>	" 42 " 10π " 420 "
<i>a</i> <sub>2</sub>	" 42 " 10π " 420 "		
<i>f</i> <sub>1</sub>	2 konische Ritzel 15 Zähne 40 mm Theilung 191 Durchmesser mit Reibungskegel		
<i>g</i> <sub>1</sub>	konisches Rad 32 " 40 mm " 408 "		
<i>h</i>	konischer Ritzel 16 " 14π " 224 "		
<i>i</i>	2 konische Räder 22 " 14π " 308 "		
<i>k</i>	2 konische Ritzel 11 " 16π " 176 "		
	2 konische Räder 30 " 16π " 480 "		
<i>m</i>	4 Laufräder von je 610 mm Durchmesser.		
Übersetzung beim Drehen des Krahn.			
	1:85 bei 2500kg u. 7 m Ausladung	Rad.	1:122 bei 3500 kg u. 5,5 m Ausladung
<i>a</i> <sub>1</sub>	Stirnrad 42 Z. 10π Thlg. 420 Dm.	<i>b</i>	Stirnrad 35 Zähne, 10π Thlg. 350 Dm.
<i>b</i> <sub>1</sub>	" 35 " 10π " 350 "	<i>a</i>	" 42 " 10π " 420 "
<i>f</i>	2 konische Ritzel 15 Zähne 40mm Theilung 191 Durchmesser mit Reibungskegel		
<i>g</i>	konisches Rad 32 " 40mm " 408 "		
<i>n</i>	Ritzel 16 " 10π " 160 "		(19 Z. 10π Thlg. 190 Dm.)
<i>o</i>	Stirnrad 61 " 10π " 610 "		(58 " 10π " 580 " )
<i>p</i>	Ritzel 10 " 14π " 140 "		
<i>q</i>	Zahnkranz 126 " 14π " 1764 "		

Übersetzung bei Veränderung der Ausladung.			
Rad.	1 : 2,8 bei 7 m Ausladung	Rad.	1 : 4 bei 5,5 m Ausladung
$a_1$	Stirnrad 42 Z. 10 $\pi$ Thlg. 420 Dm.	$b$	Stirnrad 35 Zähne, 10 $\pi$ Thlg. 350 Dm.
$b_1$	" 35 " 10 $\pi$ " 350 "	$a$	" 42 " 10 $\pi$ " 420 "
$f$	2 konische Ritzel 15 Zähne 40 mm Theilung 191 Durchmesser mit Reibungskegel		
$g$	konisches Rad 32 " 40 mm	"	408 "
$n$	Ritzel 16 " 10 $\pi$	"	160 " (19 Z. 10 $\pi$ Thlg. 190 Dm.)
$o_1$	Wechselrad 61 " 10 $\pi$	"	610 " (58 " 10 $\pi$ " 580 " )
$r$	2 Stirnräder 25 " 10 $\pi$	"	250 " (29 " 10 $\pi$ " 290 " )
	2 Schraubenspindeln doppelgängig mit Rechtsgewinde und 24 mm Steigung.		

Anmerkung: Die eingeklammerten Werthe beziehen sich auf eine abgeänderte Ausführung für etwas verminderte Hubgeschwindigkeit und verkürzte Schwenkdauer mit langsamerem Gang für den Wechsel der Ausladung.

Für die grösste Last ist die Übersetzung

$$\frac{b \cdot c}{a \cdot d} = \frac{35 \cdot 11}{42 \cdot 82} \sim \frac{1}{9}$$

Demnach die Hubgeschwindigkeit bei 200 minutlichen Umdrehungen der Kurbelwelle und 380 mm Trommeldurchmesser

$$= \frac{380 \cdot \pi \cdot 200}{60 \cdot 9} \sim 0,44 \text{ m in der Sekunde.}$$

Mit der Theilung 14 $\pi$  für das Trommelvorgelege folgt der Theilkreisdurchmesser für das grosse 82zählige Rad auf der Trommelwelle

$$2r = 82 \cdot 14 = 1148 \text{ mm}$$

und der Zahndruck für die Grenzlast von 3500 kg

$$= \frac{3500 \cdot 380}{1148} \sim 1160 \text{ kg.}$$

Der Zahntheilung 14 $\pi$  =  $\sim$  44 mm und der Zahnbreite 90 mm entspricht dann bei 1160 kg Zahndruck eine spezifische Pressung in den Zahnflanken

$$k = \frac{1160}{4,4 \cdot 9} \sim 29 \text{ kg/qcm.}$$

Das Bestreben nach gedrängter Konstruktion ist auf Kosten weit gesteigerter Zahndrucke in den Vordergrund gestellt und, abgesehen von den Folgen für den Verschleiss, auch die Biegungsanstrengung so hoch gewählt, dass die Räder aus Stahlguss herzustellen sind. Selbst für die kleinere Grenzlast 2500 kg sinkt die spezifische Pressung erst auf

$$k = \frac{29 \cdot 2500}{3500} \sim 21 \text{ kg/qcm}$$

d. h. auf den Werth, den man gewöhnlich für Gusseisen nur für Handbetrieb zuzulassen pflegt. Die Theilung der Vorgelegeräder ist auf 10 $\pi$  beschränkt.

Durch Auswechseln der Vorgelegeräder erhält man für die kleinere Grenzlast 2500 kg die Übersetzung

$$\frac{a_1 \cdot c}{b_1 \cdot d} = \frac{42 \cdot 11}{35 \cdot 82} \sim 6,2$$

und damit die Hubgeschwindigkeit = 0,64 m in der Sekunde.

Die Gesamtverhältnisse lassen voraussetzen, dass die angegebenen oberen Grenzwerte nur für Ausnahmebelastungen der Maschine in Betracht kommen, und dass bei flottem Krahnbetrieb die Förderlast auf etwa 2500 kg beschränkt bleibt.

Triebwerk zum Schwenken. Der Antrieb zum Krahn-schwenken wird der Vorgelegewelle A für den Windenbetrieb mittelst eines Kegelrädere-wendegetriebes entnommen, dessen lose auf der Welle angeordnete Räder ff gleichzeitig hohle Kupplungskegel bilden und in bekannter Weise durch eine zwischen ihnen in Feder und Nuth verschiebbare Muffe mit entsprechenden Vollkupplungskegeln, nach Bedarf, abwechselnd mit der Welle verbunden werden können, je nachdem das eine oder das andere Rad die Bewegung übertragen soll, um Rechtslauf oder Linkslauf zu erzielen. Die

Kupplungsmuffe wird von dem Handrade  $F$  aus gesteuert, dessen Spindel durch eine Schubmutter mit dem Stellhebelwerk der Muffe verbunden ist. Durch den Eingriff der Kegelräder  $f$  und  $g$  wird der Antrieb weiter auf das Stirnräderpaar  $no$  fortgepflanzt und hierdurch schliesslich der unten auf der Welle  $G$  sitzende Ritzel  $p$  zum Abwälzen in dem ruhenden, mit dem Wagenunterbau verschraubten Zahnkranz  $q$  gebracht, wobei sich das Krahnobergestell um den Königzapfen dreht.

Die hierfür in der Ausführung angewandten Übersetzungen entsprechen nach den Zähnezahlen dem Verhältniss

$$\frac{b \cdot f \cdot n \cdot p}{a \cdot g \cdot o \cdot q} = \frac{35 \cdot 15 \cdot 16 \cdot 10}{42 \cdot 32 \cdot 61 \cdot 126} \approx \frac{1}{122}$$

Somit führt der Krahn bei 200 minutlichen Umdrehungen der Antriebmaschine 1,64 Umdrehungen in der Minute aus. Eine volle Schwenkung mit grösster Last erfordert 36 Sekunden. Für die zweite Laststufe kommen die Übersetzungen

$$\frac{a_1 \cdot f \cdot n \cdot p}{b_1 \cdot g \cdot o \cdot q} = \frac{42 \cdot 15 \cdot 16 \cdot 10}{35 \cdot 32 \cdot 61 \cdot 126} \approx \frac{1}{85}$$

in Betracht, womit die Schwenkdauer für eine volle Umdrehung auf 25 Sekunden zurückgeht. Die Zahntheilungen steigen von  $10\pi$  bis auf  $14\pi$ .

Triebwerk zum Fahren. Der Antrieb zur Fortbewegung des Krahnes auf seinem Fahrgeleise wird der ständig von der Dampfmaschine angetriebenen Welle  $B$  über dem Königzapfen der Krahngrundplatte entnommen, auf der für den Wechsel der Fahrriechtung das Kegelräderwendegetriebe mit den Rädern  $f_1 f_1$  und doppelseitiger Reibungskupplung angeordnet ist. Zum Einrücken und Umsteuern dient das Handrad  $H$  mit zugehörigem Stellzeug. Der Antrieb des Wendegetriebes setzt sich von  $f_1$  auf  $g_1$  durch die Königswelle auf das Doppelkegelradgetriebe  $hi$  fort und verzweigt sich von hier nach den beiden Laufachsen, die durch die Kegelräderpaare  $kl$  mit dem Vorgelege in Verbindung stehen und damit die Laufräder  $m$  zum Rollen veranlassen.

Die Gesamtübersetzung entspricht, da das Rad  $a_2$ , bei gleicher Grösse wie  $a$ , nur als Zwischenrad in Betracht kommt, ohne die Übersetzung zu beeinflussen

$$\frac{b \cdot f_1 \cdot h \cdot k}{a \cdot g_1 \cdot i \cdot l} = \frac{35 \cdot 15 \cdot 16 \cdot 11}{42 \cdot 32 \cdot 22 \cdot 30} = \frac{1}{9,6}$$

Hieraus folgen mit 200 minutlichen Umdrehungen der Dampfmaschinenwelle 20,8 Umgänge der Laufachsen in der Minute und bei 610 mm Laufraddurchmesser eine Fahrgeschwindigkeit von 0,66 m in der Sekunde, die auf 0,95 m steigt, wenn man statt des ersten Räderpaars  $\frac{b}{a} = \frac{35}{42}$  die Wechselräder  $\frac{a_1}{b_1} = \frac{42}{35}$  einrückt.

Die Theilungen steigen in den Zahnräderpaaren von  $10\pi$  bis auf  $16\pi$ .

Die Veränderung der Ausladung wird durch den verstellbaren Neigungswinkel des Auslegers bewirkt, der zu dem Zweck mittelst zweier Zugstangen an die Stellmuttern der beiden senkrechten Schraubenspindeln  $L$  angeschlossen ist, die hinter der Dampfmaschine in der Grundplatte und im Krahnhausgebälk gelagert sind. Die Stellmuttern gleiten an stählernen, in der Zeichnung fortgelassenen Führungen, welche die wagerechte Zugkomponente des Auslegers abfangen und die Schraubenspindeln gegen Biegung schützen.

Der Antrieb zur Auslegerverstellung erfolgt durch den Kupplungschluss des Wendegetriebes auf der Welle  $A$ , nachdem zuvor der auf seiner Wellenhülse in Feder und Nuth verschiebbare Ritzel  $n$  mittelst des Handsteuerhebels  $J$  aus dem Stirnrade  $o$  in das lose darüber gelagerte, gleich grosse Rad  $o_1$  durch Hochschieben eingerückt ist und dadurch, statt des Schwenktriebwerkes, das Spindelstirnrad  $r$  in Thätigkeit gesetzt wird, welches mit  $o_1$  im Eingriff steht.

Da  $a_1$  nur als Zwischenrad mitläuft, treten in diesem Fall die Übersetzungen

$$\frac{b}{a} \cdot \frac{f}{g} \cdot \frac{n}{r} = \frac{35}{42} \cdot \frac{15}{32} \cdot \frac{16}{25} = \frac{1}{4}$$

in Wirksamkeit. Die Schraubenspindeln haben mit 200 minutlichen Umdrehungen der Kurbelwelle 50 Umgänge in der Minute; dem entspricht bei 24 mm Steigung der doppelgängigen Schrauben 1200 mm Stellmutterweg.

Durch Einschalten der Wechselräder  $\frac{a_1}{b_1}$ , statt  $\frac{b}{a}$ , sinkt die Übersetzung der Umdrehungszahlen auf 1:2,8. Der erforderliche Schaltweg der Stellmuttern beträgt für die Veränderung der Ausladung von 5,5 m auf 7 m ungefähr 1 m, so dass die ganze Verstellung, bei Wahl der stärkeren Übersetzung, in 50 Sekunden erfolgt.

Die Zugstange für die Auslegerverstellung, die Lastkette und die Öffnungskette für das Fördergefäß sind durch eine durchbrochene Platte in der Vorderwand des Krahnenschutzhauses geführt, die als Schieber an der Verstellung theilnimmt, um die Durchgangsschlitzte möglichst beschränken zu können. Diese Schieberplatte wird mittelst Kette  $M$ , Leitrolle und Gegengewicht  $N$  theilweise ausbalancirt, ausserdem ist aber auch durch die Anordnung des Gegengewichts  $N$  auf der Zugstange dafür gesorgt, dass sich der Schieber aufwärts bewegt, wenn die Zugstange und der Ausleger sich steiler einstellen.

Zum Entleeren der aufgewundenen Förderschale, die im Schiffsraum von Hand vollgeschaufelt wird, sind zwei verschiedene Vorrichtungen vorhanden, eine Fanggabel, die von dem Hebel  $O$  aus durch ein Hebelgestänge verstellt werden kann und durch das Belastungsgewicht  $P$  des Hebels in den Endstellungen festgehalten wird, und ausserdem eine kleine Hilfswinde mit Zugkette zum Öffnen des Kastenmaules.

Die Hilfswinde bietet der Fanggabel gegenüber den Vortheil, dass sie die Entleerung der Förderschale in jeder beliebigen Höhe gestattet, da man hierfür den Kübel, bei gespannter Zugkette, nur mittelst der Hauptkette zu senken oder umgekehrt, bei stillstehender Lastwinde, die Zugkette mittelst der Hilfswinde anzuziehen braucht, um die Kastenhälften auseinander zu klappen. Der Handhebel  $O$  zum Einstellen der Fanggabel vermittelt gleichzeitig Ein- und Ausrücken der Zugkettenwinde, da er auf einem der beiden excentrischen Tragzapfen der Kettentrommelachse  $Q$  sitzt und durch seine Umsteuerung die lose auf der Achse laufende Trommel mit dem Keilnuthenrad in das Keilrad der Antriebwelle  $B$  einpresst oder ausrückt. Die Übersetzungsverhältnisse sind so gewählt, dass sich Last- und Zugkette mit gleicher Geschwindigkeit auf- oder abwickeln, sobald beide Trommeln gleichzeitig zusammen arbeiten. Die Gemeinsamkeit des Steuerhändels für die Fanggabel und die Zugkette bedingt andererseits, dass man das Fanggabelgestänge ausschaltet und die Gabel festbindet, wenn man mit der Zugkette für wechselnde Entleerungshöhen arbeiten will. Lösbare Verschraubungen in dem Gabelgestänge ermöglichen den Wechsel ohne Schwierigkeiten.

Sämmtliche Umschaltungen, einschliesslich des Händels  $Z$  für den Absperrschieber der Dampfmaschine, liegen auf derselben Seite, so dass sie sich vom Krahnführer ohne Platzwechsel bequem handhaben lassen, der in den Pausen auch noch den Kessel bedient. Der Standort des Maschinisten bei  $U$  gestattet ihm, gleichzeitig den Wasserstand und die Last zu beobachten, und liegt vom Kessel genügend entfernt, um Belästigungen durch strahlende Wärme zu verhüten. Der Dampfkessel ist mit Feuerbüchse und Gallowayrohren ausgerüstet. Er hat 6,5 qm bespülte Heizfläche, 0,3 qm Rostfläche und 0,6 cbm Wasserinhalt. Kohlenbunker und Wasserbehälter sind auf beiden Seiten versenkt unter der Plattform angebracht. Fig. 3 stellt eine Variante des Krahnwagens dar.

Für die Stabilitätsberechnung des Krahnes sind, unter Bezug-

nahme auf die Skizze im Text, Fig. 549, für das Obergestell folgende Gewichte zu berücksichtigen:

Am Lasthaken  $L = 2900$  kg, für 2500 kg Nutzlast und 400 kg Fördergefäß, Kettengewicht u. s. f.

Im Auslegerschwerpunkt  $Q = 800$  kg Auslegergewicht.

In 200 mm Abstand links von der Krahdrehachse die Resultante  $G = 7000$  kg, welche sich zusammensetzt aus 800 kg Dampfmaschinengewicht, 2900 kg Triebwerk, 2600 kg Plattform und 700 kg Schutzhaus mit Dach.

In der Kesselachse  $C = 4300$  kg, herrührend von 2500 kg Kessel-eigengewicht, 600 kg Wasserinhalt, 1000 kg Kesseluntersatz, der als Gegengewicht absichtlich besonders schwer ausgeführt ist, und 200 kg Kohlen und Wasserkastenfüllung.

Für die Standsicherheit der ganzen Kranmaschine auf der Fahrbahn kommt schliesslich das mit der Krahnachse zusammenfallende Wagengewicht mit Zubehör  $G_1 = 3600$  kg in Betracht.

Hiernach besteht mit dem Gesamtgewicht des belasteten Krahnobergestells  $= 15000$  kg für den Abstand  $x$  der Resultante von der Krahdrehachse die Beziehung

$$\frac{2900 \cdot 7000 + 800 \cdot 3200 - 7000 \cdot 200 - 4300 \cdot 2000}{15000} = \sim 860 \text{ mm.}$$

Bei unbelasteter Förderschale rückt die Resultante auf die Kesselseite in den Abstand von der Krahdrehachse

$$\frac{4300 \cdot 2000 + 7000 \cdot 200 - 800 \cdot 3200 - 400 \cdot 7000}{12500} = \sim 370 \text{ mm.}$$

Da der Laufkreis der Drehscheibenrollen 1075 mm Halbmesser hat, liegt die Resultante innerhalb der Stützfläche der Laufrollenpaare. Der Königzapfen bleibt vollkommen entlastet. Das Gleiche ist auch noch der Fall für die grössere Laststufe 3500 kg mit der Ausladung 5,5 m.

Da ferner bereits die Resultante des drehbaren Krahnobergestelles innerhalb der 2,4 m breiten Spur der Fahrbahn liegt, rückt die Schlussresultante der gesamten Krahn-

maschine durch das Eigengewicht des Wagens noch mehr nach der Mitte.

Wir erhalten für den Abstand dieser Resultante bei belastetem Krahn

$$y = \frac{2900 \cdot 700 + 800 \cdot 3200 - 7000 \cdot 200 - 4300 \cdot 2000}{15000 + 3600} \sim 690 \text{ mm.}$$

Die Lastvertheilung ist somit für die Standsicherheit sehr günstig gewählt. Für den Entwurf bietet der Spielraum, welchen die Wahl des Kesselabstandes von der Krahdrehachse zulässt, ein bequemes Mittel, die Verhältnisse nach Wunsch zu gestalten.

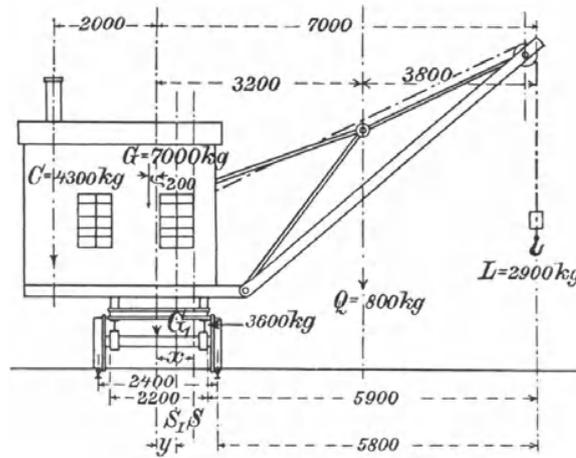


Fig. 549.

**Drehschaufelbagger für Kohlenumladekrahne und Exkavatoren.**

D. R. P. 87 836, Kl. 84, der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger in Duisburg, für einfachen und für Doppelbetrieb.

Die Krahne mit selbstgreifenden Schaufeln an der Kette, statt des Lasthakens, die sogenannten Exkavatoren, finden nicht nur für Baggararbeiten in Flüssen und Kanälen, sondern auch wegen ihrer grossen mechanischen Leistungsfähigkeit für den Kohlen-, Erz- und Getreideumladeverkehr ausgedehnte Verwendung. Sie sind überall brauchbar, wo es sich um selbstthätiges Greifen und Fassen lockerer, körniger oder kleinstückiger Massen handelt, die von ihrer Lagerstätte oder aus ihrem Transportfahrzeug emporgehoben, geschwenkt und für den weiteren Transport an einer anderen Stelle ausgeschüttet werden sollen.

Die Greifer oder Schaufeln werden in Blech als Viertelkreiscylinder ausgeführt und sind um wagerechte Zapfen oder Achsen drehbar in einem Gerüst gelagert, das von der Krahnwinde mit den zangenförmig geöffneten, abwärts hängenden Schaufeln auf das Fördergut niedergelassen wird und das Schaufelmaul durch das Eigengewicht der Konstruktion in die lockere Masse hineindrängt.

Durch Zug- oder Druckhebel oder durch besondere in das Schaufelgerüst eingebaute Hilfswinden, Flaschenzüge und ähnliche Mittel schliesst sich das Maul beim Aufwinden der Krahnkette und bildet aus den beiden hierbei zusammentreffenden Viertelkreiscylindern eine muldenförmige Fördererschale, die das beim Schliessen von den Schaufeln zusammengefasste Fördergut mit in die Höhe nimmt. Die Maschinen werden so gebaut, dass der Krahnführer nach dem Schwenken der Last von seinem Standort aus den Fördertrog durch eine Hilfskette oder durch eine vorgeschobene Fanggabel in beliebiger Höhe zum selbstthätigen Ausschütten des Fördergutes öffnen kann. Man unterscheidet hiernach zweikettige und einkettige Drehschaufelbagger, findet aber die Fanggabeln zum Theil auch bei zweikettigen Baggerkrahnen, wie z. B. in Fig. 1, Taf. 42.

Je nach der Lage des Schwerpunktes der Viertelkreiscylinder zu ihrer Drehachse suchen sich diese selbstthätig zu öffnen oder zu schliessen. Für möglichst grosse Leistung und zuverlässigen Schutz gegen Fördergutverluste verdienen die Greifer mit selbstthätiger Öffnung durch die Schwerpunktlage der Schaufeln oder durch künstliche Belastung und mit Zwangschluss durch Kettenzug den Vorzug. Hierbei ist dafür zu sorgen, dass die erforderliche Schliesskraft durch möglichst günstige Lage ihres Angriffspunktes und ihrer Richtung, bei zuverlässiger Wirkung, verhältnissmässig klein ausfällt, und dass etwaige Lenkstangen, Kniehebel u. s. f., während ihrer stärksten Kraftäusserung auf Zug und nicht auf Druck oder Knickung beansprucht werden.\*)

Das D. R. P. 87 836 von Jaeger liefert ein Beispiel für eine der neueren Konstruktionen der Drehschaufelbagger in zwei Ausführungsformen, und zwar erstens für Krahne mit zwei Ketten und zwei getrennten Winden, wie in Fig. 1, Taf. 42, die gemeinsam oder einzeln in Thätigkeit gesetzt werden, um durch Aufwinden, Festhalten oder Ablassen ihrer Ketten das Greifen, Heben, Ausschütten und Zurücksenken der Greifer zu vermitteln, und zweitens eine Ausführung für Baggerkrahne mit einer Kette und einer Windentrommel. Statt der Ketten sind selbstverständlich auch Seile verwendbar, bewähren sich aber wegen ihres grossen Verschleisses im Schliesswerk weniger gut.

Die Drehschaufeln, Fig. 550 u. 551, S. 677, hängen an ihren äusseren

\*) Vergl. über Baggerkrahne bis zum Jahre 1886. Z. d. V. d. Ing. 1886, S. 995 u. f. Salomon, Neuere Bagger und Erdgrabemaschinen.

oberen Ecken mit durchlaufenden Achsen *e* in dem dreieckigen Fördergerüst *f*, an dessen Seitenflächen sich senkrechte Führungsschienen *c* für die Gleittraverse *d* befinden. Diese Traverse *d* ist durch doppelte Kniehebelpaare *b* mit den inneren oberen Eckpunkten der Drehschaufeln verbunden und unterstützt durch ihr Gewicht die Neigung der Schaufeln, sich selbstthätig zu öffnen, die bereits durch die Schwerpunktlage der letzteren gegeben ist. Sich selbst überlassen sinkt die Traverse bis in die punktirte Lage, Fig. 551, nieder und setzt sich auf die Kniehebel, die am Schluss der Abwärtsbewegung in die gestreckte Lage übergehen. Durch diese künstliche Hebelbelastung wird die volle Greifweite der Schaufeln sicher herbeigeführt und gleichzeitig fest begrenzt.

Zum Schliessen der Greifer ist in die Fördervorrichtung ein vierrolliger Faktorenflaschenzug, Fig. 550, eingebaut, dessen lose Rollen in der Gleittraverse *d*, und dessen feste Rollen in der Kopftraverse *f* des Schaufel-

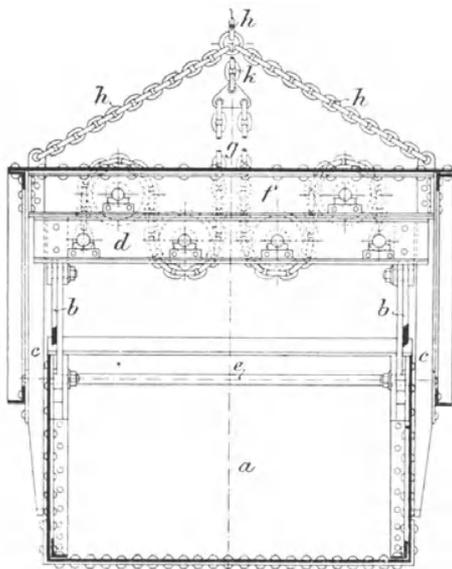


Fig. 550.

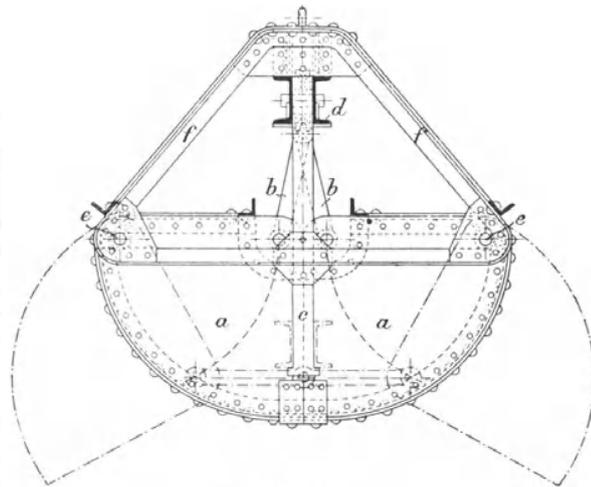


Fig. 551.

gerüstes gelagert sind. Die beiden Ketten *g* des Rollenzuges sind durch ein Herzstück an die gemeinsame Hubkette *k* angeschlossen, deren Aufwinden die untere Traverse gegen die obere zieht und damit auch die geschlossene Fördermulde in die Höhe nimmt. Gleichzeitig windet der Kranführer die Öffnungskette, von der die beiden Tragketten *h* des Schaufelgerüsts ausgehen, mit der zweiten Winde auf, ohne sie zu spannen. Zum Ausschütten des Fördergutes wird das ganze Fördergeräth zunächst mit der Hubkette *k* auf die gewünschte Höhe herabgesenkt, dann die Spannkette von *h* festgehalten und *k* weiter nachgelassen, worauf sich der Schaufeltrog durch das Eigengewicht der Ladung, der Schaufeln und durch den Kniehebeldruck der unteren frei niedergleitenden Flaschenzugtraverse öffnet. Zum erneuten Kranenspiel ist das Fördergefäß mit schlaffer Kette *k* und gespannt gehaltener Öffnungskette *h* wieder auf das Fördergut niederzusenken, in das es dann mit voller Maulweite eingreift.

Jaeger treibt die Hilfswinde von der Haupttrommel durch ein Stirnräderpaar an, bildet aber das Rad der kleinen Trommel durch Spindelgewinde auf seiner Welle und Muttergewinde in der Nabe als Klemmkuppung mit totem Gang aus, um den erforderlichen Unterschied in den Ketten-



wird durch die Schrauben *r*, Fig. 554, gegen Seitenverschiebung geschützt und senkrecht geführt, wenn sie sich nach oben vom Gerüst abhebt. Die Schraubenmuttern begrenzen dabei ihren Hub. Unter diesen Verhältnissen

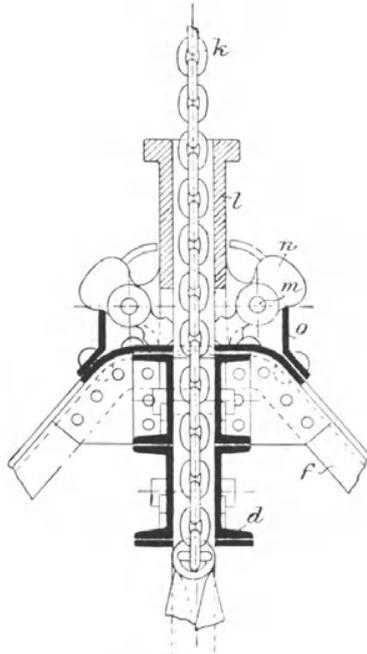


Fig. 552.

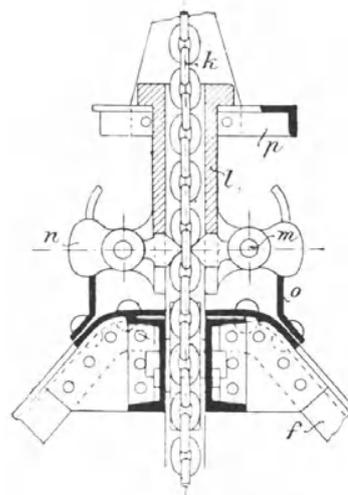


Fig. 553.

Gabel *p*, Fig. 553 u. 555, unter den Hülsenkopf, so bleibt die Hülse beim Senken des Fördergefäßes in der Gabel hängen. Gleich darauf hängt sich auch das Förderschaukelgerüst an den Muttern der Schrauben *r*, Fig. 554,

auf, und wird dadurch also mittelbar ebenfalls von *l* und der Gabel *p* zurückgehalten, während die untere Flaschenzugtraverse *d*, Fig. 550, S. 677, und Fig. 552, bei weiterem Nachlassen der Kette an ihren Führungsschienen abwärts

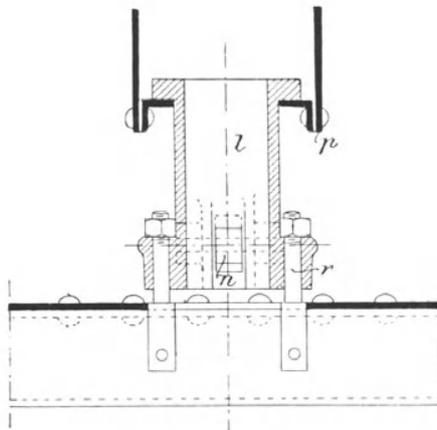


Fig. 554.

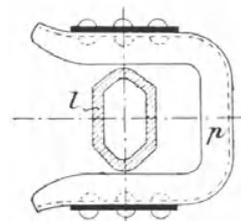


Fig. 555.

gleitet und durch die Kniehebel die Schaufeln in der früher beschriebenen Weise zum Ausstürzen ihres Inhaltes öffnet. Infolge des Ablüpfens der Hülse vom Gerüst haben die Knaggen *n* unter der Einwirkung ihrer äusseren Belastungsgewichte die wagerechte Lage, Fig. 553, angenommen und greifen in die Kette *k* ein, ohne sie jedoch an dem Durch-

ziehen nach unten zu hindern, weil sie diesem Kettenlauf durch freien Aus Schlag ausweichen können.

Sobald man aber die Krahnkette wieder anzieht, tritt die Sperrwirkung der Knaggen in Thätigkeit, das ganze Fördergeschirr wird angehoben, bleibt mit voll geöffnetem Maul an der Kette hängen und verharrt auch in dieser Stellung, wenn man es, nach dem Zurückziehen der Stütz gabel, mit der Kette auf das Fördergut niedersenkt. Sobald die Schaufeln durch das Einsinken in die Kohlen fest abgestützt werden, lässt die entlastete Krahnkette die Hülse *l* mit den Sperrklinken in die Anfangslage, Fig. 552, zurücksinken und diese geben den Kettenlauf nach oben zum Schliessen und Heben der Förderschaukeln frei.

Die Leistungsfähigkeit der Greifer, d. h. die Füllgrösse, hängt von der Greifweite der Schaufeln, dem Eigengewicht und der Schliesskraft ab, die um so grösser gewählt werden muss, je grobstückiger und härter das Fördergut ist.

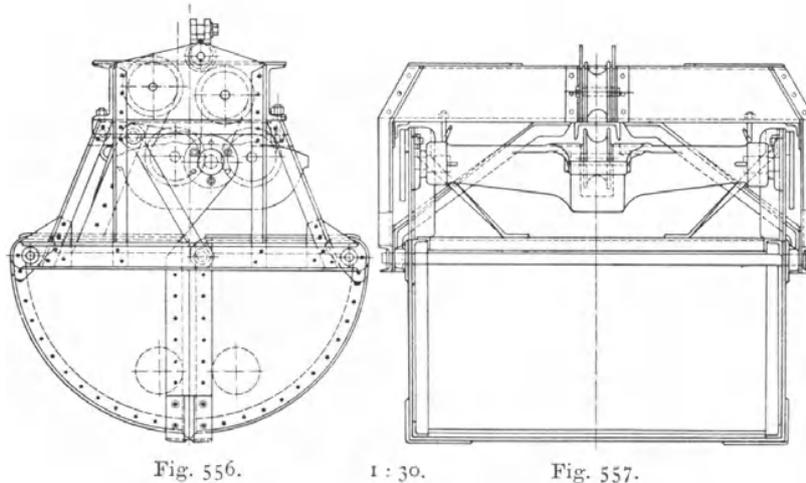
Angenähert pflegt das Eigengewicht der Greifer mit ihrem Gerüst das Gewicht der Füllung zu erreichen und bleibt nur bei den grössten Greifern etwas unter dieser Grenze.

Die Kohlenbagger fassen 30 bis 40 Ctr. auf einmal und füllen sich annähernd bis zum Rande. Werden schwere Bagger für leichtes Fördergut benutzt, so beschränkt man die Greifweite durch Vorstecker oder Ketten, deren Länge sich durch Wechsel des Einhakens verändern lässt, auf ein kleineres Mass, weil sich sonst die Greifer überfüllen und beim Heben und Schwenken das Übermass wieder fallen lassen.

#### Selbstgreifer von Mohr & Federhaff mit getrennter Hub- und Ablasskette.

D. R. G. M. 78 139.

H. Mohr hat einen ähnlichen Drehschaufelbagger, Fig. 556 bis 558, unter Musterschutz gestellt und unter anderem für die Kohlenumladungen



in Mannheim gebaut, der sich in seiner Form am meisten dem Selbstgreifer von Hunt in New-York nähert, die Aufgabe in etwas einfacherer Weise löst und sich durch grosse Schliesskraft, bei beschränkterer Bauhöhe des ganzen Fördergeräthes, auszeichnet.\*) Er verzichtet auf die senkrechte Führung der unteren Rollenzugtraverse mit dem Kniehebelwerk und lagert dieselbe

\*) Der gezeichnete Greifer hat 1,25 cbm Inhalt.

statt dessen unmittelbar in den nach oben verlängerten Seitenblechen der einen Drehschaufel, Fig. 556, in solchem Abstand von der Drehachse, dass der Hebelarm dieser Belastung beim Auseinanderklappen der Schaufeln die erforderliche Greifweite des geöffneten Maules sichert und vor allem die dem Fördergut anzupassende Schliesskraft liefert. Die zweite Schaufel wird mit der ersten durch ein einfaches Lenkschienenpaar gekuppelt und zwangsläufig beim Öffnen und Schliessen mitgenommen. Auch die zugehörigen Winden zeigen beachtenswerthe Vereinfachungen der Bedienung. Die Trommel der Hubkette zum Schliessen und Heben des Selbstgreifers, die in dem Fördergeräth über einen vierrolligen Flaschenzug läuft und wie bei Jaeger das Schliessen der Schaufeln vermittelt, sitzt mit ihrem Stirnrade und einer grossen Bremsscheibe lose auf einer Welle. Dicht daneben ist auf derselben Welle, ebenfalls lose und mit einer Bremsscheibe verbunden, die Trommel für die Ablasskette untergebracht, die am Kopf des Förder-schaukelgerüsts angreift. Diese zweite Trommel nimmt in entgegengesetzter Wicklungsrichtung eine Gegengewichtskette für den selbstthätigen Rücklauf auf. Die senkrechte Führungsbahn des in loser Rolle hängenden Gegengewichtes ist im Krahnhäuschen an der Rückwand untergebracht.

Zum Schliessen und Heben wird die Hubtrommel durch den Krahnmotor gedreht, der Flaschenzug zusammengezogen und die Förderlast in die Höhe gewunden. Das oben erwähnte Gegengewicht sinkt dabei aus seiner höchsten Stellung nieder und treibt die zugehörige zweite Trommel zum Aufwickeln der Ablasskette selbstthätig an, die durch den Gegengewichtszug auch noch das Aufholen des Greifers unterstützt.

Zum Entleeren hält man die Trommel der Ablasskette durch Anziehen ihrer Bremse fest und lässt die Hubkette nach, so dass die Greiferschaufeln ihrer Eigengewichtswirkung überlassen werden und sich öffnen.

Beim Senken hängt der geöffnete Greifer in der Ablasskette und geht in dieser Stellung frei nieder, sobald die Bremse der Ablasstrommel geöffnet wird, wobei die Trommel gleichzeitig die Gegengewichtskette wieder aufwickelt und letzteres in die Anfangslage zurückhebt. Der unteren, in Fig. 558 gesondert dargestellten Flaschenzugtraverse fällt beim Niederlassen des Fördergeräthes die Aufgabe zu, die Greiferschaufeln vollständig geöffnet zu halten. Sie muss mit beträchtlichen Gewichtsmassen ausgeführt werden, um die Hubkettentrommel mit der Senkgeschwindigkeit der Ablasskette nachzuziehen, weil sich sonst die Schaufeln durch Spannen und Zurückbleiben der Hubkette schliessen, bevor sie in das Fördergut einsinken und dort die Schöpfarbeit verrichten\*)

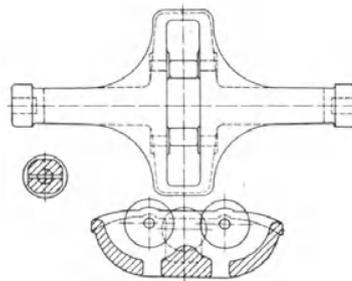


Fig. 558.

**Fahrbarer Dampfdrehkran mit Selbstgreifer — 3500 kg Nutzbelastung, 18 m Ausladung.**

Ausgeführt von der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger. D.R.P. 71371 u. 87836.

Der Dampfdrehkran, Taf. 43, Fig. I bis II, war von der Duisburger Maschinenfabrik in Düsseldorf 1902 ausgestellt und entspricht den Ausführungen von Kohlengreiferkränen, durch welche sich die Firma einen festbegründeten Ruf erworben hat.

Dampfkessel, Dampfmaschine und die hauptsächlichsten Triebwerke stehen durch das Führerhaus geschützt auf der Krahdrehscheibe, die zwei

\*) Zeichnungen einer Dampf-Greiferwinde, siehe auch Z. d. V. d. I. 1895, S. 338.

kräftige, schmiedeeiserne Maschinenböcke trägt, deren Kopfquerstück aus Stahlguss mit einer eingesetzten Bronzebüchse das ganze Gewicht des drehbaren Krahngerüstes sammt Ausleger und Nutzbelastung auf den kugelförmig abgedrehten Kopf der aus Stahl geschmiedeten Krahnsäule überträgt. Die wagerechten Kräfte des Kippmomentes werden durch zwei gusseiserne Halslager aufgenommen, von denen das obere dicht unter dem Säulenkopf ebenfalls zwischen die Maschinenböcke eingebaut ist und das untere aus einer mit dem Bodenblech der Drehscheibe vernieteten Rosette besteht, deren Bohrung die Säule mit reichlichem Spiel umschliesst, um Klemmungen beim Durchfedern der Säule zu vermeiden.

Die paarweise zu beiden Seiten der Auslegermittelebene vorn unter dem Auslegerfuss und hinten auf der Kesselseite eingesetzten Laufräder der Drehscheibe rollen mit cylindrisch abgedrehten Kränzen auf der eben abgedrehten ringförmigen Goliathschiene ohne achsialen Druck.

Die stehend mit einem besonderen, gemeinsamen gusseisernen Rahmen gegen die senkrechten Füsse des Maschinenbockes eingebauten Cylinder der Zwillingsdampfmaschine haben 180 mm Bohrung und 240 mm Hub. Von der gekröpften Kurbelwelle wird der Antrieb der beiden Windentrommeln *A* und *B* durch das Ritzel *a* abgezweigt, während die beiden Kegelräderwendegetriebe zwischen den Dampfcylindern die doppelsinnige Bewegung des Fahr- und Drehtriebwerkes vermitteln.

Das in Feder und Nuth auf dem Kopf der Kurbelwelle verschiebbare Ritzel *a* wird von der Steuerwelle *w* des Hubhändels aus- und eingerückt, indem sich die Drehung der Welle *w* beim Auslegen des Steuerhebels durch die Kegelräder *b c* auf die schräg gelagerte Welle *d* überträgt, deren Stirnkurbelarm *e* den Schildzapfen einer Gleitbacke in der Ringnuthe der Ritzelnabe erfasst.

Die Hubtrommel *A* wird unmittelbar durch den Eingriff des Ritzels *a* in das grosse Trommelrad angetrieben, gleichzeitig aber auch durch den Eingriff der gleich grossen Stirnräder *u* und *v* auf der anderen Seite das Klemmkuppelrad *v* auf dem flachgängigen Gewinde der zur Entleerungstrommel *B* gehörigen Welle gegen die Stirnfläche von *B* vorgeschraubt, bis diese mitgenommen wird und die Entleerungskette ungespannt mit aufwickelt. D.R.P. 71371. Der tote Drehwinkel des Klemmkuppelrades hängt von der Länge des freien Schraubenweges ab und lässt sich durch die Einstellmutter *M* auf der anderen Trommelseite beim Montiren nach Bedarf bestimmen.

Die zu beiden Trommeln gehörigen Bremscheiben *B<sub>n</sub>* und *B<sub>e</sub>* sind mit holzgefütterten Spiralbremsbändern ausgerüstet, deren festliegende Enden im Maschinengerüst an zwei diametral gegenüberstehende Zapfen *z<sub>1</sub>* und *z<sub>2</sub>*, Fig. 6, angreifen. In Fig. 1 decken sich beide und im Grundriss Fig. 3 ist nur *z<sub>1</sub>* sichtbar.

Ruht der Greifer geöffnet auf dem Kohlenhaufen, so schliesst er sich in der S. 677 beschriebenen Art beim Anlassen der Winde durch die Spannung der Hubkette und wird dann selbstthätig gefüllt hochgenommen, während die später nachgewickelte Entleerungskette schlaff bleibt. Zum Festhalten der schwebenden Last stellt der Führer die Dampfmaschine ab und zieht die Bremse der Hubtrommel an. Dann folgt das Schwenken. Über dem Entleerungspunkt wird die Bremse der Entleerungstrommel angezogen und dafür die der Hubtrommel gelüftet, um die Greiferschaukeln dadurch zu öffnen, dass die Hubkette die beweglichen Greifertraverse mit den Unterrollen des Schliessflaschenzuges sinken lässt, während sich die Entleerungskette spannt und das Greifergerüst zurückhält. Durch den Rücklauf der Hubtrommel löst sich gleichzeitig die Klemmkupplung der festgehaltenen Entleerungstrommel.

Das untere Wendegetriebe dreht den Krahn durch ein Stirnrädervorgelege und eine Kegelradübersetzung für die senkrechte Schwenkwelle, deren unteres Kopfritzel in den festliegenden Zahnkranz auf dem Wagengestell eingreift. Das andere Wendegetriebe vermittelt die Fahrbewegung durch die Kegelradübersetzung am Kopf der in der Krahnsäule gelagerten Kernwelle und zwei weitere Kegelräderpaare im Wagengestell, die den Antrieb auf die eine Laufachse fortpflanzen.

Von den 6 auf der gemeinsamen Welle  $W$  nebeneinander angeordneten Steuerhebeln ist nur der in seiner Wirkungsweise bereits oben beschriebene Hubhebel mit der Welle fest verkeilt, alle übrigen sitzen lose auf ihr und bewegen durch ihre Verlängerung nach unten oder, wie der rechtsliegende für die Entleerungsbremse, durch einen Winkelhebelarm die weiter angeschlossenen Steuergestänge.

So überträgt sich der Ausschlag des Hubbremshebels, Fig. 3, durch die Schubstange  $t$  auf die Welle  $m$  und von hier durch einen Winkelhebel, Fig. 1, auf die Spannstange  $g$  des Bremsbandes. Für den dicht neben der Entleerungsbremse sitzenden Steuerhebel ist die Spannstange  $f$ , Fig. 1, unmittelbar mit dem kurzen Winkelarm des Steuerhändels verbunden.

Das Steuergestänge des Fahrtriebwerkes besteht aus der Schubstange  $r$ , Fig. 3, zwischen dem Steuerhändel und einem Winkelhebel der Zwischenwelle  $p$ , von der die Lenkstange  $q$ , Fig. 1, des doppelarmigen Wendegetriebehebels verstellt wird. Die Drehsteuerung vermittelt die Schubstange  $s$ , Fig. 3, mit der Zwischenwelle  $n$  und der Lenkstange  $l$ , Fig. 1.

Die Dampfmaschine arbeitet ohne Umsteuerung nur beim Heben und bedarf daher zum Anlassen und Abstellen nur eines einfachen Dampfabsperreschiebers  $D$ , Fig. 3 und 5, der vom zugehörigen Steuerhändel durch die Schubstange  $h$  mit dem um  $x$  drehbaren, gekröpften Zwischenhebel  $i$  und die Willingslenkschienen  $k$  verstellt werden kann.

Die Schubstangen  $h$ ,  $s$ ,  $r$  und  $t$  liegen so dicht über der Bodenplatte des Wagenrahmens, dass sie sich in der Zeichnung Fig. 1 nicht mehr deutlich von ihr abheben und sich gegenseitig überdecken.

Die kleine Ölschmierpumpe  $o$ , Fig. 2, wird vom Kreuzkopf der Dampfmaschine durch einen doppelarmigen Zwischenhebel in Thätigkeit gesetzt. Der Platz für den Wasserkasten auf dem Dach des Maschinenhauses, der Kohlenkasten und die Reserve-Handspeisepumpe sind unmittelbar der Zeichnung zu entnehmen.

Der Hebel  $H$ , Fig. 1 und 5, sitzt auf einem lose über die Welle  $m$  geschobenen Gasrohr frei drehbar und bedient die Kondenswasserhähne der Dampfeylinder.

Im Hinblick auf den meist unruhigen Kettenlauf und vor allem das Schlagen der Ketten beim starken Durchfedern des 18 m langen Auslegers, wenn die Last schroff angehalten wird, sind die Leitrollen  $L_1$  und  $L_2$ , Fig. 1 und 3, an der vorderen Stirnwand des Führerhauses mit besonders hohen Schutzrändern durch seitlich gegengeklemmten Blechkegel versehen.

Soll der Krahn ohne Greifer mit gewöhnlichem Lashaken arbeiten, so schraubt man die Stellmutter  $M$  der Entleerungstrommel, Fig. 3, so weit zurück, dass das Klemmkupplungsrad  $v$  sich seitlich ganz aus dem Eingriff mit  $u$  herausschrauben kann und dadurch die Entleerungstrommel ausser Betrieb gesetzt wird.

Die Maschine arbeitet regelrecht mit 200 Uml/Min und 10 Atm. Kesselspannung. Hierbei beträgt die Hubgeschwindigkeit nach den Übersetzungsangaben der Figuren  $\sim 45$  m/min, die Fahrgeschwindigkeit  $\sim 28$  m/min und die Hakenschwenkgeschwindigkeit  $\sim 100$  m/min.

Fig. 8 bis 11, Taf. 43, stellen den Greifer D.R.P. 87836 in offenem und geschlossenem Zustande dar. Er wiegt leer 1408 kg und mit Kohlen

gefüllt nach einem Versuch 3004 kg, greift also 1596 kg Kohle, d. h. etwa 2 cbm. Die Ausführung unterscheidet sich von der Textfigur 550, S. 677, nur durch den Einbau eines 6rolligen Flaschenzuges statt des vierrolligen.

Fig. 559 enthält die graphische Berechnung für den leeren und den belasteten Kran zur Bestimmung der Standsicherheit.

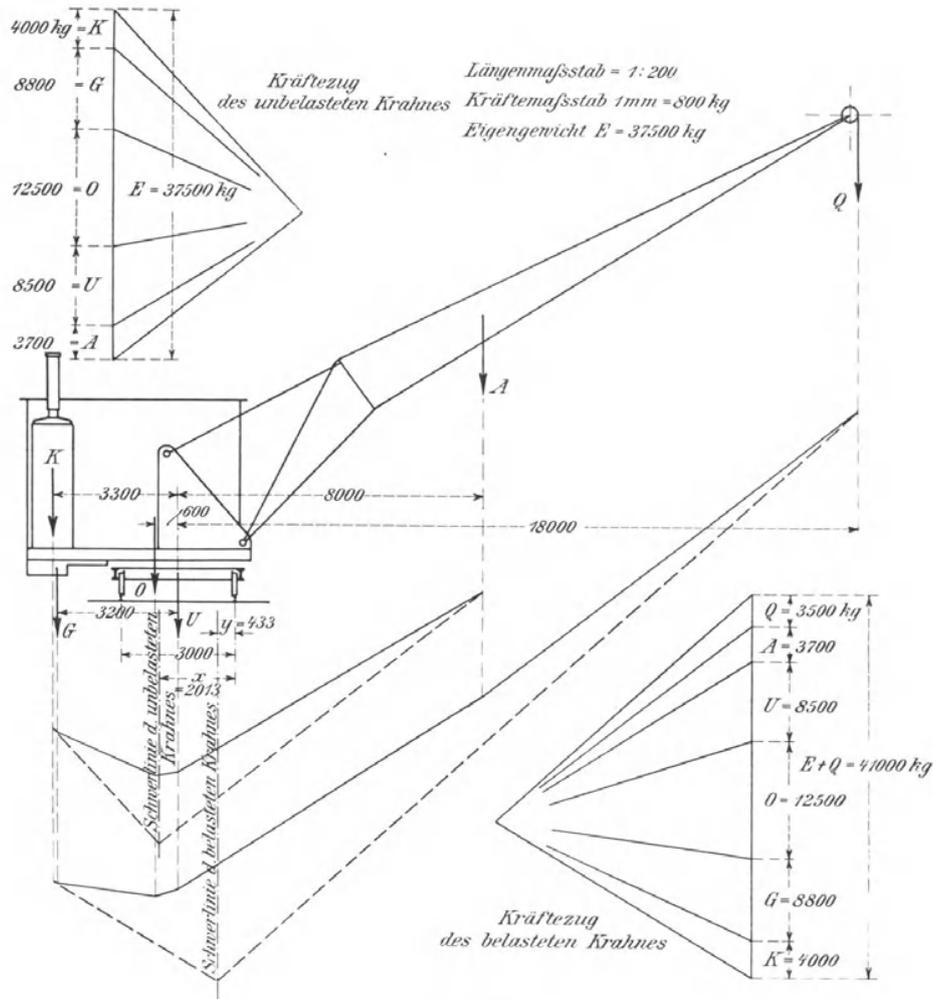


Fig. 559.

Für das Eigengewicht  $E$  des unbelasteten Kranes 37500 kg ermittelt sich die Schwerpunktlage aus den überschläglich bestimmten Einzelwerthen

$$Ex = 4000 \cdot 4,8 + 8800 \cdot 4,7 + 12500 \cdot 2,1 + 8500 \cdot 1,5 - 3700 \cdot 6,5$$

$$x = \frac{19200 + 41360 + 26250 + 12750 - 24050}{37500} = 2,013 \text{ m} = 2013 \text{ mm.}$$

Der Schwerpunktabstand  $y$  des belasteten Kranes folgt aus der Momentengleichung

$$3500(16,5 + y) = 37500(2,013 - y)$$

$$41000y = 17760$$

$$y = 0,433 \text{ m} = 433 \text{ mm}$$

und schliesslich der Rechnungswerth der Kipplast am Kranschnabel

$$16,5 Q_1 = 37500 \cdot 2,013$$

$$Q_1 = 4576 \text{ kg.}$$

Bei einem Kippversuch wurde die Kippgrenze zwar schon durch 4196 kg am Krahn schnabel erreicht, aber immerhin erst bei 1192 kg Überschuss über die Arbeitsbelastung 3004 kg, d. h. durch 40% Mehrbelastung.

Für die Grenztragfähigkeit des Krahnes, 3500 kg, ist unter dem Kessel noch die Anbringung eines Zusatzgegengewichtes von 1416 kg vorgesehen, das nach der graphischen Berechnung die wirkliche Kipplast um 412 kg erhöhen und damit auf 4608 kg steigern würde, so dass die Kippsicherheit auch dann wenigstens noch 32% der ruhenden, regelrechten Grenzlast beträgt.

#### **Fahrbarer Drehscheibenkrahn mit 150 t Tragfähigkeit für Werften.**

Entwurf der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman.

In Fig. 560 u. 561, S. 686, ist der Entwurf eines fahrbaren Drehscheibenkrahn für 150 t von Bechem & Keetman mit 23 m Ausladung des grossen Lastrollenzuges und einer Verlängerung des Auslegers bis 28 m von der Drehachse für kleinere Lasten skizzirt.\*) Beide Lastgehänge sind als Zwillingsrollenzüge gebaut und die zugehörigen Winden mit Doppeltrommeln versehen, um die zusammengehörigen Seilenden in bekannter Weise aufzunehmen. Das Laufrollenwerk der Drehscheibe ist, ebenso wie das Fahräderwerk des ganzen Krahnwagens, zur gleichmässigen Vertheilung der Raddrucke durch gelenkige Kupplung der in Form von Balanciers ausgeführten Radgestelle in einzelnen Gruppen für die vier Hauptstützpunkte der Drehscheibe und des Wagens vereinigt.

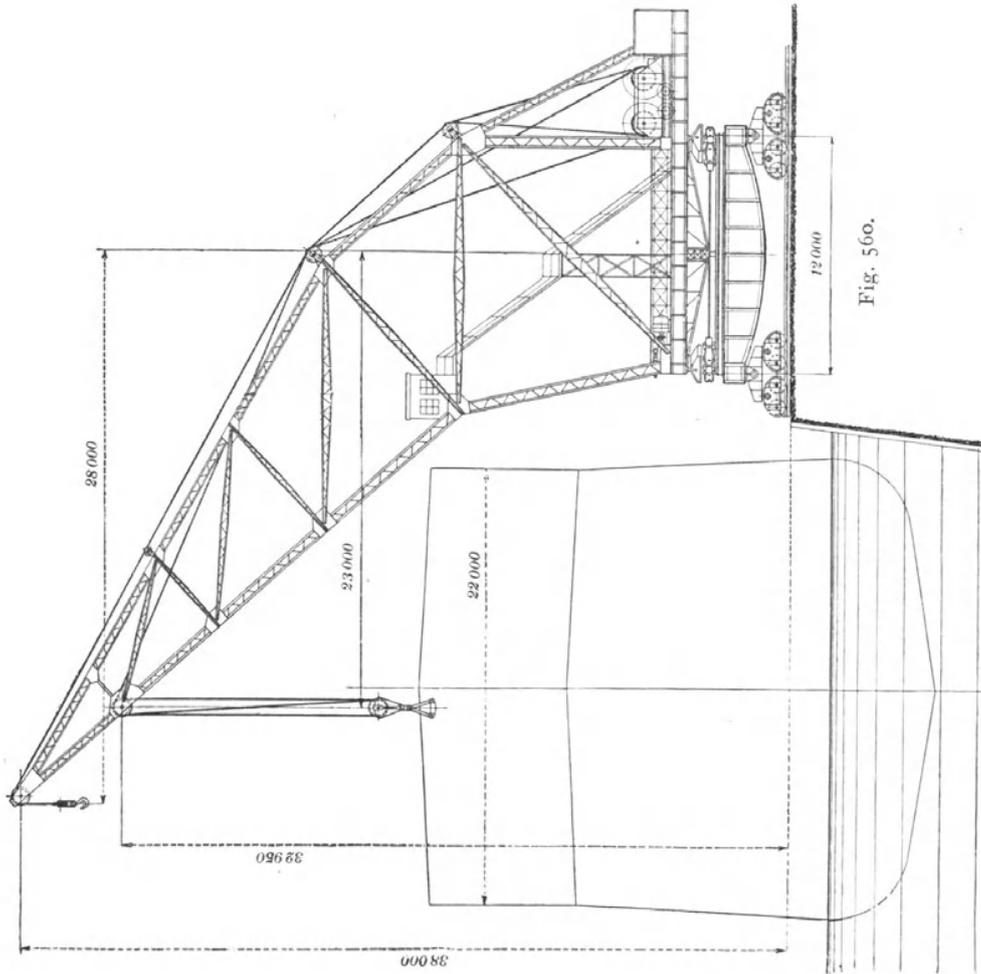
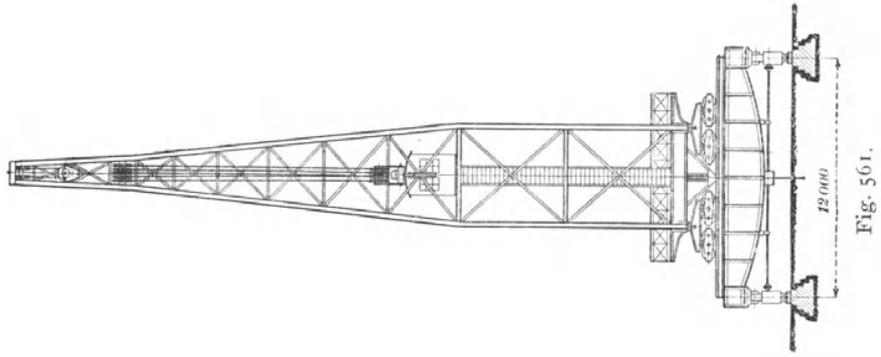
Die schweren Drehscheibenkrahn ohne Portalunterbau haben alle den Nachtheil, dass sie einen grossen Platz an Quai beanspruchen, der hier für den Durchgangstransport von Lasten und den sonstigen Verkehr meist sehr werthvoll ist. Die Vergrösserung des Arbeitsfeldes der Krahn durch fahrbare Anordnung wird durch die bedeutenden Fundamentirungskosten für die ganze Fahrbahn in der Regel unwirtschaftlich, und deshalb zieht man im allgemeinen Portalkrahn vor oder wählt den Ausweg, die grossen Drehscheibenkrahn für Hafenbedürfnisse auf Pontons schwimmend zu bauen. Auch die freie Durchfahrt unter dem Gerüst, welche Derricks — vergl. Fig. 615, S. 749 — gewähren, macht diese anwendbar, wenn Arbeitsfelder von wenig mehr als 180° Krahndrehung genügen, und schliesslich kommen für ausnahmsweise Verhältnisse auch die Thurm- und Pyramidenkrahn, Fig. 526, S. 635, und 529, S. 638, in Betracht.

#### **Fahrbarer Dampfkrahn für Brücken- und Quaibauten.**

Entwurf der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Nürnberg.

Die Skizzen, Fig. 562 u. 563, S. 687, veranschaulichen die Anordnung eines schweren Baukrahn für 50000 kg Last, dessen Ausleger in der Form einer Drehbrücke auf einem Rollenkranz von 6 m Durchmesser ruht und von einem fahrbaren Portal mit 16 Laufrädern getragen wird. Das Maschinenhaus auf der rückwärts gelegenen Verlängerung des Auslegers enthält den Dampfkessel und zwei stehende Dampfmaschinen mit Hammergerüst, von denen die eine nur die Lastwinde durch vierfaches Stirnräder vorgelege antreibt, die andere das Schwenkwerk des Auslegers, sowie die Fahrwerke der Laufkatze und des Portals, d. h. des ganzen Krahn, zu bedienen hat. Die Last hängt mit einem losen Rollenpaar an zwei Ketten, deren Wickelenden von der gemeinsamen Trommel aufgenommen werden. Die Transmissionen für das Schwenkwerk und die Fahrwerke sind von der

\*) Bechem & Keetman, „Werftkrahn 1902“.



ersten Vorgelegewelle der zweiten Dampfmaschine abgezweigt, die für diesen Zweck mit drei Kegelradwendegetrieben und Schubkeilkupplungen ausgerüstet ist. Die drei anschließenden Wellen sind sämtlich senkrecht zwischen den Auslegerwangen eingebaut und pflanzen ihren Antrieb durch weitere Kegelradpaare und Stirnräder fort. Dies geschieht für das Schwenkwerk durch zwei Kegelradpaare und ein in

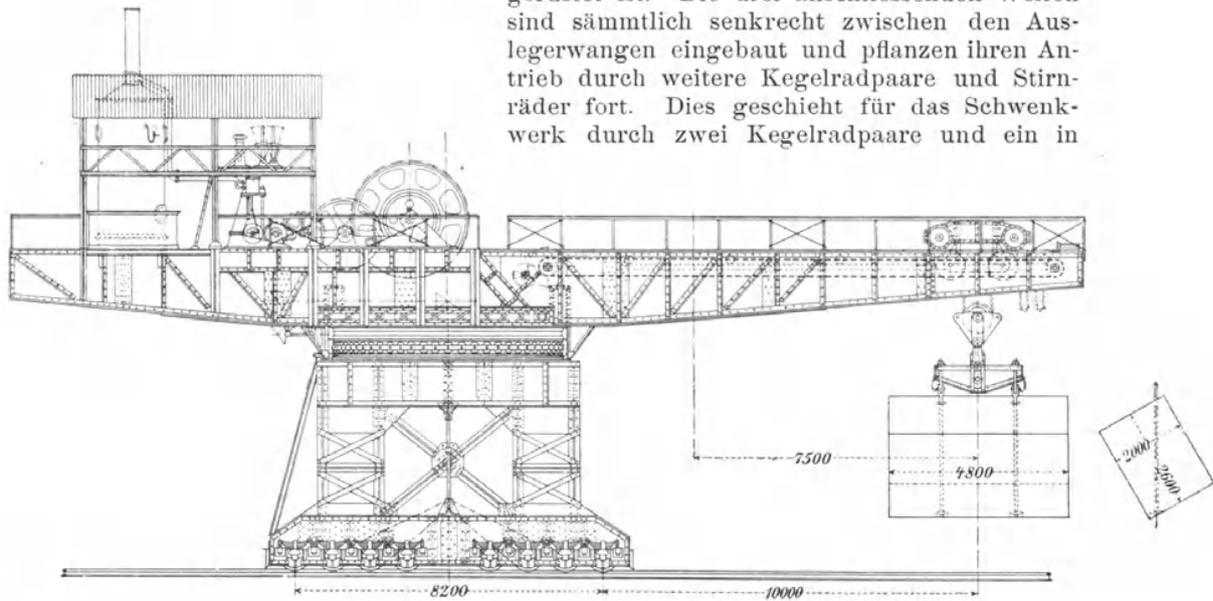


Fig. 562. 1 : 200.

den festliegenden Zahnkranz auf dem Portalkopf eingreifendes Stirnrad. Die Transmission für das Portalfahrwerk zweigt sich von der zugehörigen senkrechten Wendegetriebewelle durch Kegelräder und eine horizontale Welle bis zur Krahdrehachse ab, treibt hier eine in der Achsenrichtung gelagerte senkrechte Welle an, die bis zur oberen Begrenzung der Portalöffnung hinabreicht und abermals durch Kegelräder eine horizontale Welle in Bewegung setzt. Von den Enden dieser horizontalen Welle erfolgt die weitere Kraftübertragung auf beiden Seiten symmetrisch auf die tiefliegenden Laufachsen innerhalb der Portalständer. Das Fahrwerk der Laufkatze besteht aus zwei Daumenrollen mit den zugehörigen kalibrierten Zugketten, die über Leitrollen im Auslegerkopf geführt, die Katze in ihren geschlossenen Lauf aufnehmen. Die Daumenrollenachse wird durch ein Stirnrädervorgelege gedreht, das seinen Antrieb durch eine parallel zur Auslegerrichtung gelagerte Welle von dem Wendegetriebe durch Kegelräderpaare empfängt.

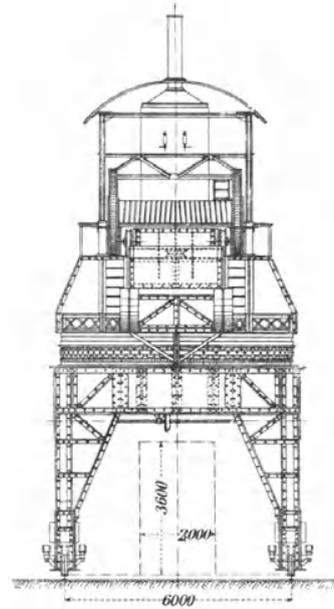


Fig. 563. 1 : 200.

Die Lasthub- und Senkgeschwindigkeit beträgt, mit Berücksichtigung der losen Rollenübersetzung, 1 m in der Minute, die Schwenkgeschwindigkeit 36° i. d. Min., die Katzensgeschwindigkeit 8 m, die Fahrgeschwindigkeit des ganzen Krahn 6 m in der Minute.\*)

\*) Beschreibungen anderer Konstruktionen für gleiche Zwecke findet man in Dingler, August 1894, S. 180 u. f.: „Die Hilfsmaschinen zur Hebung, Beförderung und Verlegung künstlicher Steinblöcke bei neueren Hafenanbauten“.

### Schwebende Drehkrane.

Hie und da findet man den Mittelpunktzapfen und die Laufbahn von Drehkränen in die Dachkonstruktion der Maschinen- oder Giesserei eingebaut, um den darunter liegenden Arbeitsraum in keiner Weise zu beschränken. Eine derartige Ausführung mit elektrischem Betrieb für die Chatanooga Pipe Foundry in Ten., U. S. A., ist im American Machinist, August 1897, S. 596, und hiernach in Dingler, Januar 1899, S. 28, veröffentlicht. Für Schiffswerften wird das schwebende Auslegersystem auch mit Laufkränen in der Weise verbunden, dass der wagerecht drehbare Ausleger unterhalb der Laufkatze aufgehängt ist. — Siehe Engineer, Oktober 1895, S. 402 und 410. Solider erscheint die Bauart von L. Stuckenholz, den wagerechten Ausleger durch ein kräftiges Strebengerüst von unten an eine Drehscheibe anzuschliessen und diese auf die Laufkatze eines Deckenlaufkranes zu setzen, wobei sich alle biegenden und kippenden Kräfte gut abfangen lassen und der drehbare Ausleger unter den Hauptträgern der Kranbrücke und ihrer Fahrbahn durchschwingt, also bei offenen Hallen in Endstellungen der Katze auch Lasten von aussen aufnehmen oder nach aussen absetzen kann.

### μ. Portalkrane.

Die Portalkrane sind, wie schon in den Bemerkungen über die Einteilung der Krane erwähnt ist, für den Ladeverkehr zwischen Schiffen, Eisenbahnwagen und Lagerschuppen an Hafenuais ausgebildet, und bestehen aus Schwenkkranen auf hohen und breiten Bockgestellen, welche die Eisenbahngleise zwischen Quaiante und Schuppen für die freie Durchfahrt portalartig überspannen und mit ihren hochliegenden Auslegern den ganzen Abstand zwischen Deckmitte der am Quai verankerten Schiffe und Lagerschuppen über die Quaiante fort bestreichen.

Ausser diesen zur bequemeren Bedienung der festliegenden Schiffe meist fahrbar gebauten Portalkranen, findet man auch feststehende für den Umladeverkehr zwischen gewöhnlichen Lastwagen, Speichern oder Lagerplätzen und Eisenbahnwagen, aber auch für grosse Werftkrane bietet der Portalunterbau besondere Vortheile, sobald die Verhältnisse ungehinderten Durchgangsverkehr am Quai verlangen und deshalb Portale oder luftig gehaltene Kranstützgerüste, Dreifüsse, Pyramiden, Gitterwerkthürme u. a. m. angewendet werden müssen.

Die verschiedenen für Portalkrane entstandenen Gerüstformen sind in dem Abschnitt über Hebemaschinen mit Treibkolben im zweiten Band, S. 722 u. f., kurz besprochen und dort durch die Skizzen, Fig. 652 bis 658, erläutert, weil sie anfänglich vorzugsweise mit hydraulischen Kranen ausgerüstet wurden. Dieselben Formen sind aber in der Hauptsache auch für Dampfbetrieb und für elektrische Anlagen benutzbar. Die nachstehend beschriebenen Konstruktionen liefern Beispiele für Hamburger Portalkrane mit elektrischem Betrieb.

#### **Elektrisch betriebener Portalkran für 2500 kg Last und 10,75 m Ausladung.**

Ausgeführt von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff, D.R.P. 97500 u. 98005, für den Versmannquai in Hamburg, mit Elektromotoren von Schuckert & Co.

Das Portal, Taf. 44, Fig. 1—4, ist einhüftig gebaut und läuft mit dem hinteren Bühnende auf einer Schiene, deren Träger aussen am Warenschuppen liegen. Es lässt sich von Hand durch zwei Arbeiter auf bestimmte Ladestellen verschieben, und überspannt ausser dem Eisenbahngleise noch den Strassendamm für den Fuhrwerkverkehr am Quai. Die Fahrwinde wird mit einer Kurbel angetrieben und arbeitet mit dreifachen Räder-

paaren, deren Gesamtübersetzung im Portalständerfuss ungefähr 1:44 beträgt, unmittelbar auf das eine untere Laufrad. Der gleichzeitige Antrieb des entsprechenden oberen Laufrades ist von der ersten Vorgelegewelle hinter der Kurbelwelle durch eine Gall'sche Kette abgezweigt und pflanzt sich durch eine hochgelagerte Transmissionswelle mit doppeltem Vorgelege auf das obere Laufrad fort.

Die unteren Laufräder haben den grösseren Theil der Krahnlast und des Portalgewichts zu tragen und sind mit Rücksicht hierauf 900 mm gross gewählt. Der Durchmesser der oberen beträgt nur 650 mm. Die verschiedenen Radgrössen bedingen für gleiche Laufwege auch verschieden grosse Gesamtübersetzungen in beiden Antriebszweigen.

Da selbst die sorgfältigste Ausführung bei dem einseitigen Antrieb, infolge gelegentlicher Dehnung der Gall'schen Kette, der Transmissionswellentorsion u. s. f., vollkommene Parallelbewegung des Portals nicht sichert, ist zum Schutz gegen Festfahren die Vorsicht gebraucht, in die Abzweigung des oberen Triebwerkes eine ausrückbare Kupplung einzubauen.

Die untere Kettenrolle, Fig. 1, sitzt lose auf ihrer Welle und bleibt beim Antrieb der Fahrwinde stehen, wenn man eine auf dem Wellenkopf in Feder und Nuth verschiebbare Muffe *m* zurückzieht, deren Stirnklauen sonst in Aussparungen der Kettenrollennabe eingreifen und diese mitnehmen. Das Hilfsmittel, den Krahn bei gelegentlichem Schieffahren durch Ausrücken der Kupplung mit alleiniger Benutzung des unteren Fahrwerkes wieder gerade einzustellen, genügt vollkommen, weil es sich nur um den Ausgleich kleiner Ungenauigkeiten handelt und die Portale nur auf kurzen Strecken verschoben werden, um sie auf die Ladeluken der vorliegenden Schiffe einzustellen.\*)

Der Krahn selbst, Fig. 1 und 3, Taf. 44, und Fig. 1—3, Taf. 45, ist mit seinem Ausleger und dem gesammten Triebwerk auf einer Drehscheibe aufgebaut, die auf vier mit reichlichen Abständen im Kreise vertheilten kegelförmigen Laufrollen ruht, weil zum Centriren der Scheibe nur ein kurzer Königzapfen benutzt ist, der die Aufnahme des Krahnkippmomentes vollständig den Rollen allein überträgt. Die Naben der Stahlgussrollen sind mit Rücksicht auf mässige spezifische Pressung möglichst lang gehalten. Die wagerechte Komponente des Kegeldruckes wird durch eine kräftige Spurplatte abgefangen, die gegen das äussere Lagerauge der Rollennabe angeschraubt ist und noch mit einem centrirenden Zapfenansatz in das Auge selbst eingreift, Fig. 2, Taf. 45. Der Laufrollenkranz ist ebenfalls aus Stahl hergestellt.

Die Stromzuführung für die Hauptstrommotoren der Lastwinde und des Schwenkwerkes findet durch den hohlen Königzapfen *F* statt. Der Hubmotor kann, wie aus der nachfolgenden Einzelbeschreibung hervorgeht, nur

\*) Für Portalkrahne, die ihren Standort häufig wechseln und auf grösseren Strecken arbeiten, kann man das Fahrtriebwerk vom Motor durch den hohlen Königzapfen nach unten abzweigen. Die weitere Transmission durch eine wagerechte Welle längs der Mittellinie der Portalbühne und von dort durch Kegelläder einerseits auf die Vorgelegewelle der oberen Laufräder, andererseits auf eine senkrechte Welle im Ständer auf der Wasserseite, sowie weiter auf die gemeinsame Achse der unteren Laufräder liefert eine vollkommen symmetrische Kraftvertheilung, die bei kräftigen Wellen das Portal ohne Störungen verschiebt. Derartige Krahne laufen zum Theil mit 0,7 m Geschwindigkeit in der Sekunde. Zeichnungen einer solchen Ausführung finden sich in d. Z. d. V. d. Ing. 1898, S. 59 u. f., Fig. 9—14. Eberle, „Elektrisch betriebene Krahne.“ Das mechanische Triebwerk vereinfacht sich, wenn man den Fahrmotor am Portal selbst, am besten oben über der Durchfahröffnung, einbaut und nur die zugehörigen Stromkabel durch den hohlen Königzapfen in das Krahnführerhaus leitet, um alle Motoren von dort aus steuern zu können. Siehe den Bericht des Verfassers über die Düsseldorf-Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 913 u. f., mit Taf. XXIV. „Fahrbarer Vollportal-Krahn für 10 t u. 15 m Ausladung von der Benrather Maschinenfabrik.“

angelassen werden, wenn er auf die Winde arbeitet und mindestens den leeren Haken zu heben hat. Er bleibt beim Lastsenken ganz ausgeschaltet. Der Schwenkmotor ist jederzeit durch den Schwenkwiderstand des Krahns belastet. Beide Motoren sind also vollkommen gegen Durchgehen geschützt und bieten im übrigen die bekannten Vorzüge der Hauptstrommaschinen, kräftiges Anlaufmoment und Selbstregulierung der Geschwindigkeit nach Massgabe der Belastung.

Mohr hindert in der vorliegenden Konstruktion den Rücklauf des Hubmotors durch die selbstsperrende Differentialbremse *E* auf der Motorwelle, Fig. 1 und 2, Taf. 45, und löst zum Lastsenken die Bremskupplung *M* auf der Vorgelegewelle der Seiltrommel, so dass nur das ausgekuppelte Triebrad *C* von der Trommel durch das Zahnrad *D* mitgenommen wird, wenn die Last niedergeht, und das übrige Triebwerk stehen bleibt.

Durch diese Anordnung wird der sonst auftretende Verschleiss und Arbeitsaufwand des Räderwerkes beim Lastsenken vermieden und der Anlaufstrom erspart, der bei dauernd angekuppeltem Windenmotor zum Einleiten des Lastniederganges dem Netz zu entnehmen ist. Es genügt eine Vermehrung der auch sonst zum Seilspannen erforderlichen toten Belastung des leeren Hakens von etwa 50—70 kg auf 120 kg, um den leeren Haken selbstthätig rasch sinken zu lassen. Die hierdurch entstehende Mehrbelastung des Hakens steigert den Arbeitsaufwand zum Heben um verschwindend kleine Werthe.

Die selbstsperrende Differentialbremse *E*, welche den Rücklauf des Motors und des ersten Vorgeleges beim Senken hindert, löst sich ebenso selbstthätig, sobald der Motor zum Heben angelassen wird, und schleift dann mit geringfügigem Reibungswiderstand auf der Motorwelle.

Die Lastwinde besitzt doppeltes Stirnrädervorgelege ohne Wurmgetriebe und liefert damit einen hohen mechanischen Wirkungsgrad.

Der Schwenkmotor arbeitet mit einer steilgängigen Schnecke auf ein wagerecht liegendes Schneckenrad, Fig. 1 und 3, Taf. 45, dessen Glockenform eine zweckentsprechende Gestalt für das Gehäuse ermöglicht, indem hierdurch das Ölbad des Wurmgetriebes auf die tiefliegende Gehäuserille beschränkt bleibt, und der Ölspiegel so niedrig gehalten werden kann, dass Verluste vermieden werden, die sonst entstehen, wenn die Ölfüllung durch das Halslager der senkrechten Schneckenradwelle nach unten entweicht.

Der Antrieb des Schneckenrades bringt das Stirnrad *G* auf dem unteren Radwellenkopf zum Auskämmen in dem festliegenden Zahnkranz *H* und schwenkt dadurch die ganze Krahdrehscheibe um ihren Königzapfen *F*.

Für die Wahl einer steilgängigen Schnecke ist die Erwägung massgebend, dass beim Abstellen des Motors die Schwungmasse des geschwenkten Krahnes fortwirkt, und dass die bedeutenden Trägheitskräfte Maschinenbrüche herbeiführen können, wenn man sie durch eine selbsthemmende Schnecke, die mit dem Stillstand des Motors mehr oder minder sperrend bremst, plötzlich vernichten wollte. Die steilgängige Schnecke treibt den Motor auch nach dem Abstellen des Stromes noch in der früheren Drehrichtung weiter, und ermöglicht, wie aus der unten nachfolgenden Beschreibung der elektrischen Steuerung hervorgeht, kräftiges Abbremsen der Schwungmassen durch die elektrische Selbstbremsung des Motorankers.

Zum weiteren Schutz ist die Ankerwelle des Drehmotors mit der Schneckenwelle nur durch eine Reibungskupplung *I* verbunden, die aus zwei durch Druckschrauben gegeneinander anzupressenden Hälften mit Pockholzgleitstiften oder Klötzen besteht. Die Pockholzklötze sind in die innere Stirnfläche der einen Kupplungshälfte eingelassen und werden gegen die andere Hälfte angepresst, die in Feder und Nuth auf ihrer Welle durch Druckschrauben vorgeschoben werden kann. Die Druckschrauben sind in

die hinter der Kupplungscheibe aufgekeilte Widerlagscheibe eingesetzt und ermöglichen durch federnde Zwischenwiderlager eine genügend genaue Justirung des Reibungschlusses. In der Zeichnung fehlen diese Einzelheiten. \*)

Der äussere Umfang der beiden Kupplungscheiben ist in der mittleren Fuge keilförmig ausgedreht und dient zum Einlegen einer Keilklotzbremse, welche den Krahn im unbenutzten Zustande gegen willkürliches Schwenken durch Winddruck schützt, da sonst der Krahnausleger wie eine Windfahne wirkt. Im Betrieb wird der belastete Bremshebel *K* durch eine Kette an dem Haken *L*, Fig. 1, Taf. 45, aufgehängt und ausser Wirkung gesetzt.

Das doppelseitige Kugelstützlager der Schwenkschnecke ist in Fig. 4, Taf. 45, gesondert im Massstab 1:5 gezeichnet und ohne weitere Beschreibung verständlich.

Der Hubmotor leistet mit 500 Volt Spannung und 600 Umdrehungen in der Minute 34 PS, der umsteuerbare Schwenkmotor giebt mit 1030 Umdrehungen 7 PS ab.\*\*) Beide Motoren sind in aufklappbare gusseiserne Gehäuse eingekapselt.

Die ebenfalls von Schuckert bezogenen Steuerapparate der Motoren sind mit senkrechten Schaltwalzen ausgerüstet und getrennt, aber mit so beschränktem Abstände voneinander an der Vorderwand des Krahnhauses aufgestellt, dass der Krahnführer beide gleichzeitig bedienen kann, während er mit dem Gesicht nach vorn gewendet, in fester Stellung zwischen den Steuerapparaten, die Last im Auge behält.

Die Schaltwalze für den Schwenkmotor wird unmittelbar durch ein Handrad gedreht; für die Steuerwalze des Hubmotors ist ein Einklinkhebel *V* gewählt, auf dessen Rücken der Zapfenstein eines Kurbelarmes in eine radiale Gleitführung eingreift und seinen Ausschlag durch ein verdeckt liegendes Kegelräderpaar auf die Drehung der Schaltwalze überträgt.

Anordnung und Wirkung der elektrischen Steuerung mit Nachlaufbremse sind in Bd. II, S. 288 u. f. vollständig beschrieben.

Der Antrieb des Hubmotors wird durch ein kräftiges Rohhautrad, dessen eiserne, nach den Zahnformen ausgefräste Seitenscheiben auch die Zahnstirnflächen überdecken und gegen seitliches Ausweichen schützen, mit der Übersetzung von 1:4 auf die Zwischenvorgelegewelle übertragen und pflanzt sich von hier durch ein zweites Stirnräderpaar mit der Übersetzung 1:6 auf die Trommelwelle fort. Die Seiltrommel hat 600 mm Durchmesser.

Da grosse gusseiserne Räder auch noch durch schnelllaufende Rohhauttriebblinge zum Tönen gebracht werden, wendet Mohr zum Abschwächen des lästigen Räderlärms das weitere Hilfsmittel an, den inneren Radkranz mit einer ringsumlaufenden Rille herzustellen — vergl. den Schnitt des Trommelrades *D* in Fig. 2, Taf. 45 — und giesst diese mit Blei aus, welches die Tonschwingungen hindert. Die Bleifüllung wird fest in die Nuth eingestemmt und durch einen vorgeschraubten Blechring gegen Lockern geschützt.

Das Antriebrad *C* des grossen Trommelzahnrades läuft mit langer, bronzefütterter Nabe lose auf seiner Welle, mit der es nur zum Lastaufwinden gekuppelt wird. Zu dem Zweck ist *C* an die benachbarte Scheibe angegossen, auf die sich der Kupplungszaum der Bremsbandkupplung, D.R.G.M. 21 339 u. 78 183, Textfig. 564 u. 565, S. 692, legt.\*\*\*) Dieser Zaum ist

\*) Vollständige Zeichnung einer dem gleichen Zweck dienenden Lamellenkupplung findet sich in „Eberle, Elektrisch betriebene Krahne“. Z. d. V. d. I. 1898, S. 5, Fig. 7 u. 8.

\*\*) Die Betriebserfahrungen haben gezeigt, dass man auch mit kleineren Motoren, die sich mehr der mittleren Leistung nähern, vollkommen ausreicht.

\*\*\*) Die Düsseldorfer Krahnbaugesellschaft, Liebe-Harkort in Oberkassel bei Düsseldorf, verwendet für den gleichen Zweck ihre Bremsreibkupplung, D.R.P. 132621, und

mit dem einen Ende an die fest mit der Welle verkeilte äussere Trommel *M* angeschlossen und wird am anderen Ende von dem kurzen Winkelarm des Spannhebels *X* erfaßt, dessen Drehzapfen *Z* in der Rückwand der Trommel sitzt.

Da die Trommel *M* nur während des Lastsenkens bei gelüftetem Bremsraum durch die Rücklaufsperrung festgehalten wird, welche von der Differentialbremse *E* auf der Motorwelle ausgeht — Fig. 1 und 2, Taf. 45 — beim Lastheben aber mit ihrer Welle umläuft, und das Spannhebelwerk daher auch an der Rotation theilnimmt, muss dieses durch eine Schubmuffe *N* in und ausser Thätigkeit gesetzt werden, Fig. 565, die in jeder Lage die Wirkung der äusseren Bremssteuerung aufnimmt. Die gelenkige

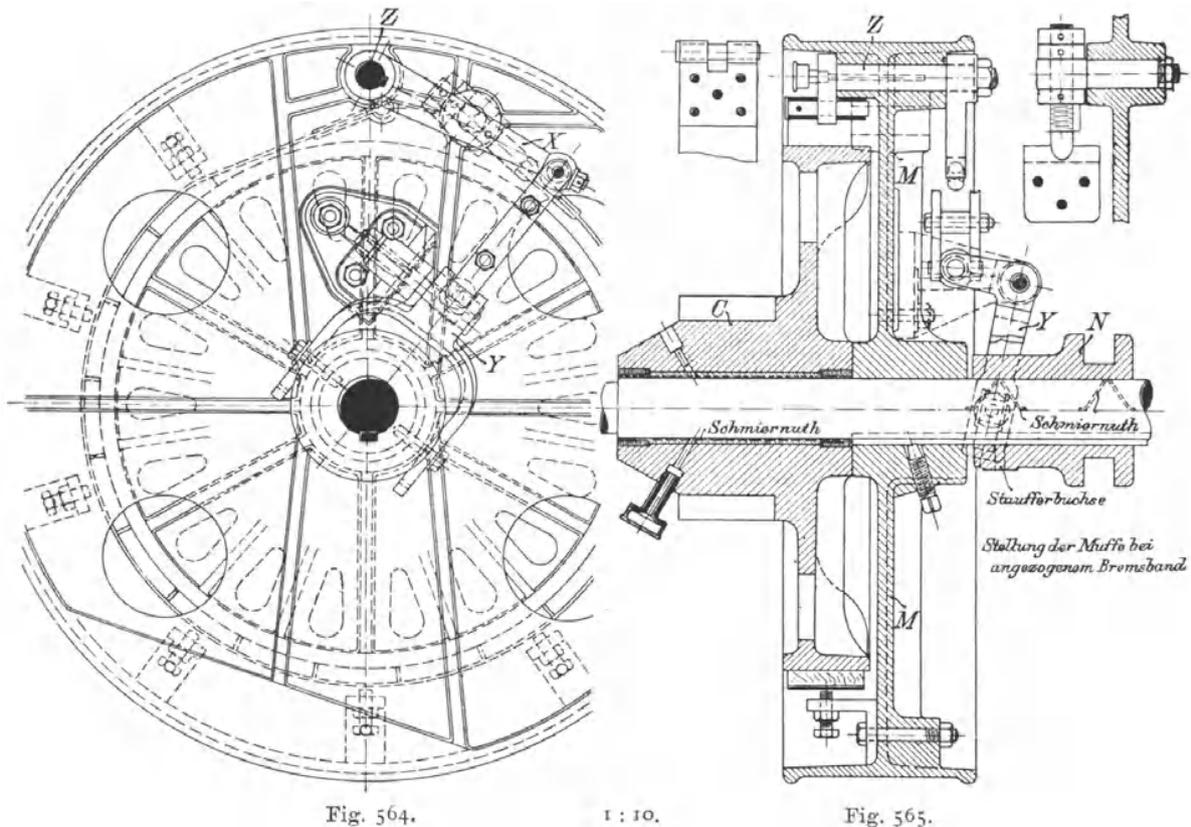


Fig. 564.

1 : 10.

Fig. 565.

Verbindung zwischen der Schubmuffe *N* und dem Spannhebel *X* wird durch eine Schubstange und eine drehbar an der Trommel *M* gelagerte Winkelhebelgabel *Y* vermittelt, deren Arme zur Aufnahme der Gleitsteine auf den Mitnehmerstiften der Muffe mit passenden Führungsschlitzen versehen sind.

Das äussere Spannhebelwerk setzt sich aus zwei aneinander gekuppelten Hebelvorgelegen mit festem und veränderlichem Spanndruck zusammen und ist in folgender Weise ausgeführt:

baut Portalkranne bis 4 t Tragfähigkeit mit einem einzigen Stirnrädervorgelege mit der aussergewöhnlichen Übersetzung 1 : 12 bei Verwendung von Stahlgussrädern, deren Zähne aus dem vollen Material geschnitten sind — 15 Zähne für das Ritzel mit 200 Umdr./Min. des Hauptstrommotors unter voller Last, bei 10  $\pi$  Theilung für 28 PS. — Siehe H. Koll, Elektrisch betriebener Portalkrahn von 4000 kg Tragkraft für die Rheinschiffahrt-A.-G. vorm. Gebr. Fendel in Mannheim, Z. d. V. d. I. 1903. S. 896.

Ein zweiter, am Windengestell gelagerter Gabelhebel *O*, Fig. 3, Taf. 45, greift mit einem Schleifring in die Ringnuthe der Schubmuffe *N* ein und presst sie im Sinne des Kupplungschlusses durch einen belasteten Winkelhebelarm *Q* nach vorn.\*)

Zum Lüften der Kupplung, sowie auch umgekehrt zum weiteren Steigern des Anpressungsdruckes, ist der Gabelhebel *O* über seinen Drehpunkt nach unten verlängert und diese Verlängerung *P* durch eine justirbare Schubstange *R* mit dem hakenförmig nach abwärts gebogenen Hebel *S* gelenkig verbunden, dessen Kopfbelastung ebenfalls im Sinne des Kupplungschlusses wirkt. Die Hebeldrehachse reicht in Form einer langen, unter dem Fussboden des Führerstandes gelagerten Welle *W*, bis in den Bereich des Steuerhändels *V* für den Hubmotor und kann von dort gelüftet werden.

Wird das Steuerhändel *V* über die Selbstbremsmarke des Motors aus der mittleren Abstelllage, Fig. 1, Taf. 45, auf Senken umgelegt, so fasst der untere Winkelarm *U* unter den senkrecht dazu stehenden Dreharm *T* der Welle *W*, bewegt den hakenförmigen Hebel *S* nach oben und lüftet die Kupplung *M*, welche sich dadurch in eine Bremse zum Regeln der Senkgeschwindigkeit für die losgekuppelte Seiltrommel verwandelt und diese bei stillstehendem Hubmotor rückwärts umlaufen lässt.

Die hakenförmige Gestalt des Hebels *S* ist lediglich durch andere, der geraden Form im Wege stehende Konstruktionstheile veranlasst, über die er frei fortgreifen muss. Seine Wirkung ist dieselbe, wie wenn er geradlinig von seiner Drehachse nach dem Zapfengelenk seiner angeschlossenen Schubstange *R* verlief, und wenn man diese Linie zieht, erkennt man, dass *R* und *S* die Druckstangen eines Kniehebelwerkes mit nahezu gestrecktem Winkel bilden, die sich durch das Belastungsgewicht auf die vollständige Strecklage einzustellen suchen, also sehr kräftig wirken.

Das Kniehebelwerk bildet eine wesentliche Zuthat für den sicheren Schluss der Seiltrommelkupplung und die feinfühligere Regulirbarkeit der Senkbremse, die sich innerhalb ziemlich weitgehender Ausschlagwinkel der Kniehebel bei der Anordnung des ersten Spannhebelvorgeleges mit dem Gewichtshebel *Q* nur ganz allmählich lüften lässt, so dass schroffe Übergänge, die sonst bei einfacheren Bremswerken zwischen Festhalten und Loslassen der Last auftreten, hier mit Sicherheit vermieden sind.

Die Bremse wird nur für den raschen Anlauf des leeren Lasthakens ganz gelüftet, sonst aber innerhalb des Steuerhändelausschlags für Senken, je nach Bedürfniss, mehr oder minder geschlossen gehalten.

Im Innenraum der äusseren Kupplungstrommel *M*, Textfig. 564, ist eine Reihe einstellbarer, gleichmässig über den Umfang vertheilter Stützschauben angebracht, um zufälliges Schleifen des schweren, mit Holz gefütterten Kupplungsbandes beim vollständigen Öffnen der Bremse zu verhindern.

Die Last hängt an einem geflochtenen Quadratseil, das sich in flach kreisförmigen Spiralnuthen auf die Trommel aufwickelt und nach den vorliegenden Betriebserfahrungen vollkommenen Schutz gegen das gefährliche Selbstdrehen der einfachen Rundseile bei frei auf- und absteigender Last gewährt.

Zu den besonderen Eigenthümlichkeiten der scharfsinnig durchdachten Konstruktion gehören noch zwei Selbstabstellwerke, die getrennt in Wirksamkeit treten, sobald der Haken an seiner oberen Hubgrenze anlangt oder wenn der Krahn den freien Schwenkwinkel überschreitet.

\*) Die auffallend lange Drehachse des Gabelhebels *O* ist durch die Lage anderer Konstruktionstheile bedingt, die erst in ziemlichem Abstand von *O* den erforderlichen Platz für den Gewichtshebel *Q* frei lassen.

Beide Vorrichtungen sorgen dafür, dass die zugehörigen Steuerapparate zunächst auf die Stromunterbrechungslage der Schaltwalzen und dann darüber hinaus auf die Schaltstellungen für Selbstbremsen des Motorankers zurückgeführt werden, der zugehörige Motor also durch sich selbst schnell zur Ruhe kommt. Da der Stillstand erst eine Folge der vermittelten Selbstbremsung ist, muss die zwangsläufige Kupplung zwischen dem Laufwerk der noch in Bewegung befindlichen Triebwerkmassen und den Steuerapparaten jeweilig selbstthätig unterbrochen werden, sobald die Schaltwalzen die Bremskontaktstellungen eingenommen haben, weil sonst der Steuerapparat weiter beeinflusst und falsch eingestellt werden würde.

Für die selbstthätige Begrenzung des Hakenhubes, D.R.P. 97500, ist die bekannte wandernde Schaltkupplungsmutter benutzt — vergl. Fig. 344, S. 399 — und im vorliegenden Fall als Nabe des Winkelhebels *c*, Fig. 1 bis 3, Taf. 45, ausgebildet, dessen senkrecht nach unten hängender Gewichtarm die Mutter in einfachster Weise gegen willkürliche Drehung durch Reibung während des Schaltvorganges schützt und sie veranlasst, sich auf dem Spindelgewinde ihrer Welle geradlinig zu verschieben. Der Antrieb der Schaltspindel wird von der Seiltrommel aus durch die Stirnräder *a* und *b*, Fig. 2 und 3, Taf. 45, vermittelt, so dass einer bestimmten Anzahl von Trommelumdrehungen, d. h. einem bestimmten Hakenhub, ein genau bemessener Wanderweg des Schalthebels *c* entspricht, an dessen Grenze die Gegenklauenmutter *d* auf der Spindel fest eingestellt ist. Gelangt der Schalthebel *c* durch Aufsteigen des Lasthakens bis an seine obere Hubgrenze in den Bereich der Gegenklauenmutter *d*, so kuppeln sich beide, die Spindel dreht von diesem Augenblick den Hebel *c* dem Sinne des Uhrzeigerlaufes entgegen mit sich herum, zieht das über Leitrollen nach dem Steuerhändel *V* geführte Zugseil *s* an und schleppt dadurch das Steuerhändel aus der Hublage in die Bremsstellung zurück. In diesem Augenblick trifft der Kopf des Hebels *c* mit dem festen Anschlagbolzen *k* am Windengerüst zusammen, klappt durch den Anstoss um sein Zapfengelenk *e* nach oben zurück und giebt hierbei den Haken *h* frei, der bis dahin das Steuerseil mit dem Schalthebel verband.

Der kurze Weg, den die Windentrommel und damit auch der Schalthebel *c* noch von dem Beginne der Ankerbremsung bis zum Stillstand des Lasthakens zurücklegen, vollzieht sich also, ohne auf den Steuerapparat noch einen weiteren Einfluss zu üben. Der Steuerhebel bleibt in der Bremslage stehen.

Der ganze Vorgang wickelt sich während des Hebens mit geschlossener Trommelkupplung ab, so dass die selbstsperrende Differentialbremse *E* auf der Motorwelle, Fig. 1, Taf. 45, die gehobene Last in ihrer höchsten Stellung frei schwebend festhält, bis der Krahnführer den Steuerapparat zum Senken umlegt.

Das Steuerseil *s* wird genügend lang gewählt, um ausreichend toten Gang zu gewinnen, und das Steuerhändel *V* zum Heben auslegen zu können, ohne den Schalthebel *c* durch den Seilzug aus seiner regelrechten Lage während des gewöhnlichen Betriebes zu verstellen.

Für das Selbststellwerk der Schwenkgrenzen, D.R.P. 98005, ist ein wagerechter Hebel *i*, Fig. 1, Taf. 45, unterhalb der Drehscheibe um eine senkrechte Achse lose drehbar eingebaut, der gegen fest eingestellte Anschläge *v* und *w* anstösst. Die Anordnung wiederholt sich für beide Schwenkrichtungen in symmetrischer Lage. Der Hebel ist mit Rücksicht auf möglichst gleichmässige Belastung seiner Achse doppelarmig ausgeführt, arbeitet aber nur mit dem längeren Arm.

Der Hebelausschlag überträgt sich durch eine Klauenmuffe unmittelbar auf die lose Kettenscheibe *m* und von da durch eine Kette, deren Enden

am Scheibenumfang mit Spannschrauben befestigt sind, auf das Kettenrad  $n$ , welches den unteren Spindelkopf der Schwenksteuerwalze bildet.

Die Klauenmuffenkupplung zwischen dem Anschlaghebel  $i$  und der Kettenscheibe  $m$  gestattet dem Hebel, sich auf seiner Achse senkrecht zu verschieben, und bildet, in Verbindung mit den schiefen Anlaufflächen der Hubbahnen  $t$  und  $u$ , das Mittel, den Hebel beim Zusammentreffen mit den Anschlägen  $v$  und  $w$  nach einer gewissen Einwirkungsdauer rechtzeitig durch Emporheben über den Anschlag frei zu machen, damit die Schaltwalze nur je um eine Schaltstufe verstellt wird.

Zu dem Ende ist der Hebel  $i$  durch einen Rollenfuß  $r$ , Fig. 1, auf seiner Laufbahn abgestützt und wird durch den Gewichtshebel  $p$  nach unten gepresst, um zufälliges Hängenbleiben in Zwischenlagen zu verhindern. An der Schwenkgrenze trifft  $i$  zuerst mit dem Anschlag  $v$  zusammen und dreht sich und die Schaltwalze um einen gewissen Winkel. Gleichzeitig läuft aber der Rollenfuß  $r$  auf die schiefe Ebene  $t$  und lässt damit den Schalthebel auf der ersten Bremschaltstufe stehen, während der Krahn sich noch weiter dreht. Derselbe Vorgang wiederholt sich beim Zusammentreffen des Hebels mit dem zweiten höheren Anschlag  $w$  für die zweite Bremsstufe, die den Krahn unbedingt zum Stillstand bringt. Die Anschläge und Hubbahnen sind versetzbar und lassen sich beim Montiren nach Bedürfniss genau für die beabsichtigte Wirkung einstellen.

Je nachdem der Krahnführer den Drehsteuerapparat schon vor den Schwenkgrenzen zum Abstellen des Drehmotors von Hand zurückstellt, oder starker Winddruck dem Schwenken entgegen wirkt, nähert sich der Krahn mit verschiedener Geschwindigkeit und Bewegungsenergie seiner Endlage. Es ist daher der Fall nicht ausgeschlossen, dass er auch schon zur Ruhe kommt, bevor die Selbstabstellung die erste Steuerstufe ganz zu Ende geführt hat, während das Bedürfniss vorliegt, den Krahn noch bis zur äussersten Schwenkgrenze zu bewegen. Das ist in dem angenommenen Fall nur möglich, wenn man den Hebel  $i$  zum freien Steuern der Schaltwalze von dem Anschlag  $v$  befreit, der das nochmalige Anlassen des Drehmotors verhindert. Aus diesem Grunde hat Mohr den doppelarmigen Belastungshebel  $p$  des Rollenfusses durch eine Lenkstange  $g$  mit dem Fusstritthebel  $f$  verbunden, so dass der Krahnführer in der Lage ist, den Hebel  $i$  mit dem Fuss zu lüften und den Schwenkmotor von Hand, im Sinne der zu frühzeitig abgestellten Drehung, nochmals in Gang zu setzen.

Das Krahnhaus ist aussen mit Holzwänden umkleidet. Die Thür liegt dicht an der mit Fenstern versehenen Vorderwand auf der einen Seite. Die Hinterwand lässt sich abschrauben, um vor allem die Motoren für etwaige Reparaturen ohne besondere Schwierigkeiten fortnehmen zu können. Auch in der Eisenkonstruktion, die den Ausleger mit der Drehscheibe verbindet, ist darauf Bedacht genommen, dass der Gerüstbau unmittelbar über der Drehscheibe durch ausreichende Höhe und kräftige eiserne Querträger die Möglichkeit bietet, Flaschenzüge zum Montiren und Demontiren des Maschinenwerks aufzuhängen.

Die Konstruktion ist u. a. für acht Krahne am Versmannquai in Hamburg und für zwei Krahne der neuen Werfthalle am Luitpoldhafen der Pfälzischen Eisenbahn in Ludwigshafen am Rhein ausgeführt und befriedigt in hohem Masse.

**Betriebskosten:** Die vorstehend beschriebenen Hafenkrahne in Hamburg beziehen ihren Betriebsstrom von den Hamburgischen Elektrizitätswerken. Der Stromverbrauch wird durch Schuckert'sche Motorzähler fortlaufend registriert. Aus den Ablesungen ist die nachfolgende Übersicht über den Stromverbrauch mit dessen Kosten bei dem für den Hamburger Staat

geltenden Einheitspreise von 18 Pfennig für die Kilowattstunde aufgestellt wobei „unter gelöschter Last“ folgendes Krahnspiel verstanden wird:

1. Heben der Last, 11 m hoch,
2. Drehen mit Last um  $140^{\circ}$ ,
3. Senken der Last auf den Ladesteg, ungefähr 7,5 m,
4. Heben des leeren Hakens in die höchste Lage,
5. Zurückdrehen des leeren Hakens um  $140^{\circ}$ ,
6. Senken des leeren Hakens in die anfängliche Lage.

Die ganze Zeitdauer für diese Bewegungen beträgt rund 100 Sekunden, für das Heben (bei 1500 kg Belastung) und Drehen allein je 20 Sekunden.

Der Stromverbrauch und dessen Kosten für die gelöschte Tonne sind selbstverständlich bei voller Krahnbelastung am geringsten und nehmen beim Löschen kleiner Lasten erheblich zu, weil die stets gleich bleibende Leerlaufarbeit, gegenüber der Nutzarbeit, um so grösser ist, je kleiner die Belastung, also der Gesamtwirkungsgrad mit abnehmender Last sinkt.

Haken- belastung	Kosten für ein Krahnspiel	Kosten für eine gelöschte Tonne	Stromverbrauch für ein Krahnspiel
kg	Pf.	Pf.	Wattstunden
2500	3,5	1,4	194
2000	3,2	1,6	178
1500	2,7	1,8	150
1000	2,5	2,5	139
500	2,25	4,5	125

Zum Absetzen der Lasten vom Ladesteg in das Schiff gehören folgende Bewegungen:

1. Anheben der Last etwa 2 m hoch,
2. Drehen mit Last nach dem Schiff,
3. Senken der Last in das Schiff,
4. Heben des leeren Hakens,
5. Zurückdrehen des leeren Hakens,
6. Senken des leeren Hakens.

Der Stromverbrauch für ein solches Krahnspiel kostet:

- a) bei Lasten bis 1000 kg  $\sim 1,3$  Pfg.
- b) „ „ von 1000—2000 kg  $\sim 1,5$  „
- c) „ „ über 2000 kg  $\sim 1,8$  „ \*)

\*) Koll theilt über einen Portalkrahn von 4 t von Liebe-Harkort für die Rheinschiffahrt A.-G. vorm. Gebr. Fendel in Mannheim aus den Abnahmeversuchen mit, dass bei einem Strompreise von 0,18 M. für die Kilowattstunde zum Löschen von 10000 kg Stückgut der Energieverbrauch 0,125 M., für das Löschen von 10000 kg Kohlen mit Selbstgreifer 0,217 M. kostete. Der Krahn arbeitet beim Fördern von Stückgut mit einem toten Hakengewicht von 275 kg, um den Rücklauf der vom Motor abgekuppelten Trommel ohne Stromstoss selbstthätig zu vermitteln. Beim Arbeiten mit Greifer treibt das Greifergewicht das Triebwerk rückwärts. In beiden Vergleichsfällen wurde die Last um 10 m gehoben, der belastete Krahn um  $180^{\circ}$  geschwenkt, die Last hierauf ohne Stromverbrauch um 5 m gesenkt, der leere Krahn zurückgeschwenkt und der leere Haken oder Greifer ohne Strom 10 m gesenkt. Das Greifereigengewicht betrug für  $2\frac{1}{2}$  cbm Kohlen Fassungsraum 1780 kg. Näheres siehe Z. d. V. d. I. 1903, S. 898 u. 899.

Friedr. Krupp-Grusonwerk giebt in seiner Druckschrift „Neuere Hebezeuge 1902“ folgende Vergleichszahlen zwischen den Betriebskosten von Hafenkranen bei elektrischem und Dampftrieb an: Bei der Löscharbeit bestehend aus 8 m Heben,  $180^{\circ}$  Schwenken, 1 m Senken, 1 m Leeranheben,  $180^{\circ}$  Zurückschwenken und 8 m Senken, ohne Führer-

### Portalkrahn mit elektrischem Betrieb für 2500 kg Tragkraft.

Ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik und der Union-Elektricitäts-Gesellschaft in Berlin für den Amerika- und O'Swaldquai in Hamburg.

Die Kraftstation am Amerika- und O'Swaldquai ist für den anfänglichen Umfang der Anlage, die sich aus 34 Krahnern, etwa 100 Bogenlampen nebst 100 Glühlampen zusammensetzte und später den Bedarf von 70 Krahnern, 160 Bogenlampen, sowie 500 Glühlampen decken sollte, so entworfen, dass von sämtlichen Krahnern gleichzeitig ein Drittel die halbe Last hebt, ein Drittel mit halber Last schwenkt und ein Drittel im Begriff ist, Lasten ohne Stromverbrauch abzusetzen. Es ist ferner darauf Rücksicht genommen, dass auf kurze Zeit die Stromentnahme über diese Leistung hinaus gesteigert werden kann, und dass andererseits auch der Wirkungsgrad der Gesamtanlage noch in befriedigenden Grenzen bleibt, wenn zeitweise nur wenige Krahnere im Betrieb sind.

Für den ersten Ausbau wurden deshalb zwei Dampfmaschinen mit unmittelbar angekuppelten Generatoren, zu je 160 KW und eine mit 225 KW gewählt, die später noch um zwei Dampfmaschinen von je 225 KW vermehrt werden sollen. Mit diesen fünf Dampfmaschinen lassen sich folgende Leistungstufen erzielen: 160 KW, 225 KW, 320 KW, 385 KW, 450 KW, 545 KW, 610 KW, 675 KW, 770 KW und 835 KW, wenn man für unvorhergesehene Fälle von der Gesamtanlage mindestens eine Dampfmaschine als Reserve zurückhält.

Die Dampfmaschinen sind als stehende Zweicylinder-Compoundmaschinen für 150 Umdrehungen in der Minute gebaut. Sie arbeiten mit 9 Atm. Eintrittsspannung und, je nach Bedürfnis, mit Einspritzkondensation oder Auspuff. Die Dampfmaschinen besitzen reine Nebenschlusswicklung und arbeiten mit 550 Volt Klemmenspannung parallel zu einer Pufferbatterie auf gemeinsame Sammelschienen. \*)

Die Akkumulatorenbatterie besitzt eine Aufnahmefähigkeit von 300 Ampèrestunden, bei einstündiger Entladung, und gestattet als äusserste Leistung einen Entladestoss bis 600 Ampère. Aus bautechnischen Gründen und wegen der Feuersicherheit ist die Batterie in zwei Stockwerken eines freistehenden Thurmes aufgestellt, der gleichzeitig zur Vertheilung aller Leitungen dient, die sämtlich oberirdisch, aber isolirt ausgeführt sind. Die fahrbaren Krahnere werden durch geeignete Steckkontakte in wasserdichten Kästen an die Hauptleitungen angeschlossen.

Die Kraftstation, sowie die Leitungs- und Lichtanlage und der elektrische Theil von 22 Krahnern ist von der Union-Elektricitätsgesellschaft in Berlin ausgeführt. Die Herstellung der Krahnere selbst wurde nach einem Versuchskrahn, der auf Taf. 46 dargestellt ist, der Benrather Maschinenfabrik übergeben. Die für Hamburg gelieferten Krahnere unterscheiden sich von dem Versuchskrahn nur in Einzelheiten, die in dem kleinen Massstab der Zeichnung nicht hervortreten, aber in die nachstehende Beschreibung mit aufgenommen sind.

Die regelrechte Betriebsbelastung beträgt 2500 kg; Gerüst und Windenwerk sind aber so stark bemessen, dass sie auch noch mit einer Probe-

lohn, einschliesslich des Schmierverbrauches 2,3 Pfg. für die Tonne Stückgut, 3,5 Pfg. für die Tonne Kohlen in gewöhnlichen von Hand vollgeschaukelten Kübeln bei Dampftrieb, gegenüber 0,87 Pfg. für die Tonne Stückgut und 1,5 Pfg. für die Tonne Kohlen bei elektrischem Betrieb.

\*) Die Vortheile der nur für Gleichstromanlagen verwendbaren Pufferbatterie für den Schutz des gleichzeitigen Lichtbetriebes und als Reserve für vorübergehende ungewöhnliche Betriebssteigerungen, sowie als Energiequelle für gelegentliche Benutzung einzelner Krahnere während der Hauptbetriebspausen, in denen die Dampfmaschinen der Centrale abgestellt werden, haben mit dazu beigetragen, für die ganze Anlage Hauptstrommotoren zu wählen und auf Drehstrom zu verzichten.

belastung von 3250 kg arbeiten können und bis 4000 kg ruhende Last am Auslegerhaken bei der Abnahme ertragen.

Die beiden Motoren zum Lastheben und zum Schwenken sind Hauptstrommotoren, deren Arbeitsgeschwindigkeit also von der Belastung abhängt, und die im übrigen durch Abschalten der Anlasswiderstände von Null bis zu den verschiedenen Grenzgesehwindigkeiten des Beharrungszustandes für die einzelnen Laststufen gesteigert, oder umgekehrt durch Vorschalten von Widerständen in den Ankerstromkreis auf Kosten des elektrischen Wirkungsgrades beliebig vermindert werden kann.

Die Hubgeschwindigkeit erreicht

mit 500 kg	angenähert	1,25 m	in der	Sekunde
„ 1250 kg	„	1,0 m	„	„
„ 2500 kg	„	0,8 m	„	„
„ 3250 kg	„	0,6 m	„	„

Die mittlere Schwenkgeschwindigkeit des Hakens schwankt je nach der Belastung zwischen 2 und 2,5 m.

Die gusseiserne Grundplatte für das ganze Triebwerk war bei dem Versuchskrahn hohl mit besonderer Gegengewichtsfüllung für die Standicherheit der Drehscheibe und des drehbaren Krahngerüstes hergestellt, ist dann aber für Hamburg massiv ausgeführt, um die zusätzlichen losen Gegengewichtseinlagen zu beseitigen und die Resonanz des Rädergeräusches durch geringere Schwingungsfähigkeit zu vermindern.

Die Drehscheibe ist durch eine geschmiedete Mittelsäule und vier Laufrollen abgestützt, die paarweise möglichst dicht an die senkrechte Mittelebene des Auslegers zusammengerückt sind, weil etwaige Seitenschwankungen hinreichend durch die Säule abgefangen werden. Diese Anordnung gewährt den Vortheil, die Last mit grösserer Sicherheit auf die beiden Rollen des jeweilig stützenden Paares gleichmässig zu vertheilen, und gestattet, die Stützpunkte selbst so weit nach aussen zu verlegen, dass der Stützhebelarm annähernd gleich dem Halbmesser der Drehscheibe ist. Ausserdem können die Laufrollen innerhalb gewisser Grenzen durch den Stützzapfen der Krahnsäule entlastet werden, um den Schwenkwiderstand zu vermindern.

Aus der Stabilitätsrechnung folgt, dass im regelrechten Betrieb die Krahnsäule nur als Stützsäule und zum Centriren der Drehscheibe in Anspruch genommen wird. Erst bei der Probelastung des Krahns mit 3250 kg wird die Säule mässig auf Biegung beansprucht und widersteht auch noch vollkommen sicher der ruhenden Abnahmegrenzbelastung mit 4000 kg.

Die hinteren Laufrollen des Portalgerüstes würden sich erst bei einer Hakenbelastung mit 4500 kg von ihren Schienen abheben, wenn der Ausleger in der ungünstigsten Stellung steht, d. h. seine senkrechte Mittelebene mit der Längsachse des Portals zusammenfällt. Der Radstand der unteren Portallaufrollen bietet ausreichenden Schutz gegen Aufkippen bis zu der rechnerisch in Betracht gezogenen Hakenbelastung von 7000 kg, wenn der Ausleger senkrecht zur Portalbühne steht.

Das ganze Untergestell ist in allen Theilen sehr kräftig gehalten, um den zufälligen Beanspruchungen zu widerstehen, die sich rechnermässig nicht genau verfolgen lassen. Die Hauptträger und die senkrechten Stützen des einhüftigen Portals sind parallel zu einander mit 3,4 m Abstand als Blechträger ausgeführt und gegen die Endquerträger auch nach aussen abgestützt. Gegen seitlich angreifende Wind- und Fahrwiderstandskräfte, sowie gegen die Beschleunigungsdrucke, welche beim Krahnschwenken in dieser Richtung auftreten, bilden die Quer- und Diagonalverbände aus Winkel

und I-Eisen mit ihren Knotenblechen zuverlässige Versteifungen. Das ganze Untergestell besteht, einschliesslich der Trägerkonstruktion für den Laufrollenkranz, aus Flusseisen.

Die Portalbühne lässt sich auf einer Leiter, Textfigur 566, von unten bequem besteigen. Der Laufsteg, welcher auf der Längsseite neben dem Leiterkopf nach den oberen Laufrädern an der Schuppenmauer führt, ist im Bereich der Krahdrehscheibe soweit ausgekragt, dass er auch während des Krahnswenkens begangen werden kann, und mündet auf den hinteren,

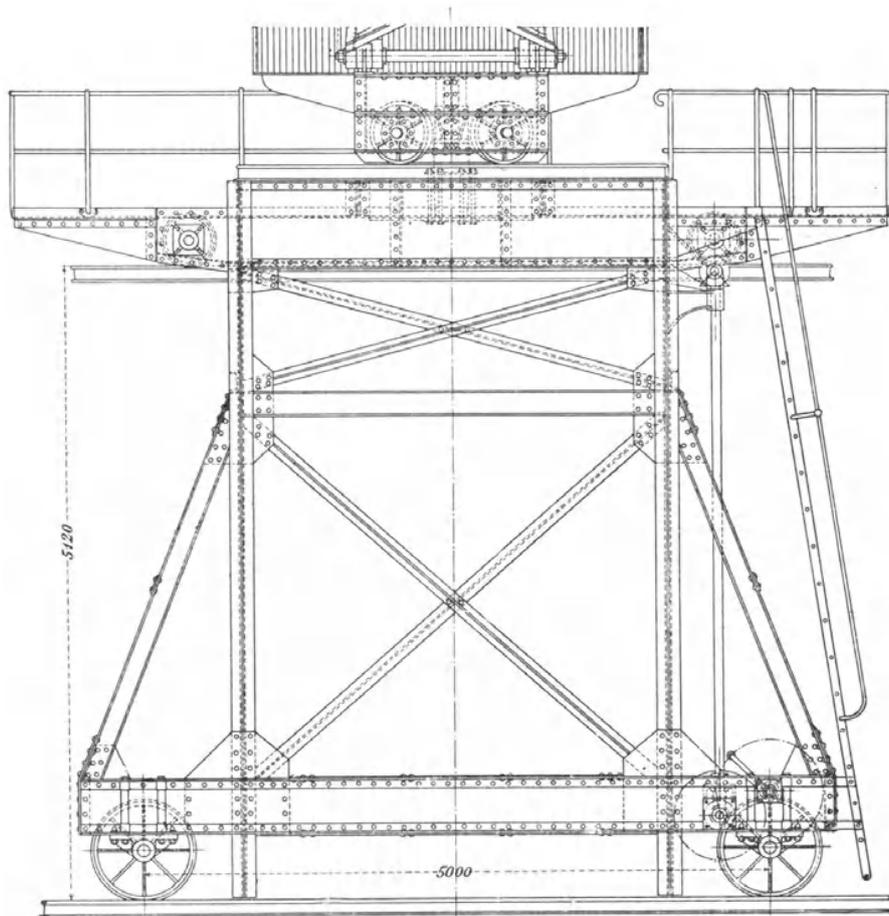


Fig. 566.

7 m langen Querlaufsteg an der Schuppenwand, von dem bei jeder Portalstellung die Steckkontakte für den elektrischen Anschluss erreichbar sind.

Das Fahrtriebwerk wird, wie in vielen ähnlichen Fällen, von Hand bedient. Die Kurbel, für zwei Mann bestimmt, arbeitet auf das eine untere Laufrad mit doppelter Stirnräderübersetzung und gibt ihren Antrieb gleichzeitig durch eine senkrechte Zwischenwelle mit Kegelraderpaaren auf die hochgelagerte Transmissionswelle ab, die wieder durch ein Stirnräderpaar mit dem entsprechenden oberen Laufrade in Verbindung steht.

Unmittelbar neben den oberen Laufrädern sind zwei senkrechte Schraubenspindeln mit Handrädern angeordnet, die auf Klauenhebel einwirken, um die Portalbühne während des Krahnbetriebes an den hochliegenden Lauf-

schiene festzuklammern. Ausserdem ist in das untere Fahrwerk ein Sperrrad eingebaut, dessen Klinke das Portal nach beiden Fahrrichtungen gegen zufällige Längsbewegungen schützt.

Abweichend von dem hier auf Taf. 46 wiedergegebenen Versuchskrahn ist der Knickpunkt des Auslegers zu einem vollständigen Zapfengelenk ausgebildet, um die Gefahr zu mildern, welche sonst bei unachtsamer Steuerung der Lastwinde durch zu hohes Aufsteigen des Hakens eintritt, weil eine selbstthätige Abstellung an der Hubgrenze fehlt, und um vor allem den Transport des Krahnengerüsts auf der Bahn durch Zerlegbarkeit und das Montiren an Ort und Stelle zu erleichtern. Auch der Auslegerkopf ist dahin abgeändert, dass unterhalb der Hauptleitrolle statt der dicht anschliessenden Wangenbleche noch zwei Führungsrollen eingebaut sind, die das Seil gegen Durchscheuern schützen, wenn beim Aufnehmen der Lasten unten am Seil ein seitlicher Zug ausgeübt wird.

Der Lauftring für die kegelförmigen Drehscheibenrollen hat 3,4 m mittleren Durchmesser. Er besteht aus mehreren Theilen, die reichlich durch Querträger unterstützt und mit denselben vernietet sind. Das ganze drehbare Obergestell stützt sich, ausser auf den Drehscheibenrollen von 500 mm Durchmesser, mit einem Spurzapfen, der in das kräftige Querhaupt eingesetzt ist, in dem Spurlager des Säulenkopfes auf auswechselbaren Phosphorbronzeplatten ab. Die Entlastung der Laufrollen erfolgt in üblicher Weise durch Einstellen des Spurzapfens, der höher und tiefer geschraubt werden kann. An die weit vorspringenden, armförmigen Schildzapfen des stählernen Querhauptes schliessen sich die Zugstangen und die Hauptstreben der Auslegerkonstruktion gelenkig an. Die Naben der vier Gusstahl-Drehscheibenlaufrollen sind mit Weissmetall ausgegossen und werden durch centrale und radiale Durchbohrung ihrer Zapfen mit Schmierfett von aussen versehen.

Die Stützsäule aus geschmiedetem Stahl ist für die Stromzuführung in der ganzen Länge durchbohrt. — Vergl. die neuere Bauart Fig. 499, S. 596.

Der Schwenkmotor läuft mit 400 bis 500 Umdrehungen in der Minute und hat bei voller Belastung und 2 m Schwenkgeschwindigkeit nur 3,5 PS zu leisten, während er nach seiner Bauart normal auf 5 bis 7 PS angestrengt werden kann. Das Zahnradwerk des Motors besteht aus einem steilgängigen Schneckenvorgelege mit horizontal liegendem Schneckenrad, auf dessen senkrechter Welle unten ein Ritzel aus geschmiedetem Stahl aufgekeilt und durch eine vorgeschraubte Scheibe gegen Abfallen gesichert ist. Der zugehörige Zahnkranz aus Stahlguss von 2,13 m Durchmesser ist mit der Portalbühne durch sorgfältig eingepasste, gedrehte Schrauben verbunden.

Die Schnecke ist aus gehärtetem und geschliffenem Werkzeugstahl angefertigt und giebt ihren achsialen Druck auf Kugellager ab, deren Kugeln durch Phosphorbronzeringe zusammengehalten werden und auf sauber geschliffenen, gehärteten Verschleissringen laufen. Das Schneckenrad ist mit Phosphorbronzezahnkranz versehen und läuft mit der Schnecke gemeinsam innerhalb eines staubdichten Gehäuses ganz in Öl.

Motor und Schnecke sind durch eine elastische Kupplung unmittelbar miteinander verbunden, deren Umfang gleichzeitig als Bremsscheibe dient, um den Krahn beim Schwenken vom Führerstand aus durch einen Fusstritthebel nach dem Abstellen des Stromes möglichst schnell an der gewünschten Schwenkgrenze anhalten zu können. Als Schutz gegen Überschreitungen der zulässigen Schwenkgrenzen dienen elastische Puffer auf der Portalbühne.

In dem Versuchskrahn waren die einzelnen Theile des Drehwerkes in getrennt aufgeschraubten Böcken gelagert. Für die Hamburger Ausführungen

sind sämtliche Theile in einem gemeinsamen Gussstück untergebracht und mit dem Motor zusammen auf einer gemeinsamen Grundplatte montirt. Ferner ist hierfür auch der untere Theil des Drehgehäuses in einer gehobelten, zwischen zwei ebenfalls gehobelten, schmiedeeisernen Leisten eingepassten Platte gelagert, um den regelrechten Eingriff des Schwenkritzels in den festliegenden Zahnkranz zu sichern und eine vollkommene Abstützung aller Triebwerktheile gegen die Seitenkräfte beim Schwenken zu erreichen.

Das Räderwerk der Lastwinde, deren Trommel zur Aufnahme des rechts und links geflochtenen Hakenseils für 22 m Hub bei 500 mm Durchmesser ebenso, wie bei dem Mohr'schen Krahn, mit flachkreisbogenförmigen, gedrehten Spiralnuthen versehen ist, besteht aus einem einzigen Stirnräderpaar mit der Übersetzung 1:7. Diese Vereinfachung ist durch die Wahl eines ganz langsam laufenden Motors erleichtert, der bei 310 Umdrehungen in der Minute 35 PS leistet, und dessen Geschwindigkeit bei einer Ausnutzung der grössten Leistungsfähigkeit von 47 PS auf 275 Umdrehungen zurückgeht. Für 3 t-Krahn wählt Benrath die Übersetzung 1:10.

Um möglichst ruhigen und geräuschlosen Gang zu erzielen, sind die Radkörper mit stufenförmig versetzter Theilung ausgeführt und die Zähne spielfrei geschnitten. Durch ein geschlossenes, aus zwei Hälften zusammengeschraubtes Gehäuse von ungefähr 1400 mm Durchmesser wird ein Trog gebildet, dessen unterer Theil mit Öl gefüllt, wie bei den Schneckentriebwerken, ein vollkommenes Ölbad für die Räder liefert.

Für die späteren Ausführungen scheint die versetzte Theilung wieder aufgegeben zu sein. Die Verwendung von gehärtetem Werkzeugstahl für das mit der Welle aus einem Stück hergestellte Antriebritzel gestattet durch sehr feine Theilung, bei grosser Breite, die Eingriffverhältnisse möglichst günstig zu gestalten. Zur Sicherung des genauen Eingriffs über die ganze Zahnbreite und zum Schutz gegen einseitigen Verschleiss, der bald zu Zahneckbrüchen führen würde, sind ferner die Achsen beider Räder unmittelbar neben den Stirnebenen der Kämme auf beiden Seiten in zweitheiligen Lagern mit Bronzeschalen abgestützt.

Die Senkbremse bestand für den Versuchskrahn — vergl. Taf. 46, Fig. 1 und 2, aus einer Sperrradbremse, die vom Führerstand aus durch einen besonderen Hebel gesteuert wurde. Die Schwierigkeit, solche Bremsen bei gewöhnlicher Ausführung genau zu bedienen, und die Neigung der Krahnführer, den Steuerhebel infolge des Widerstandes, den das Belastungsgewicht des Spannhebels dem Lüften entgegengesetzt, mit einem kräftigen Druck zu weit auszulegen, so dass die Last Sturzbewegungen annimmt, hat zu einer Abänderung der Konstruktion geführt.

Es ist später die elastische Kupplung zwischen Motor und Ritzel als cylindrische Bremsscheibe ausgebildet, die bei stromlosem Motor, unter Zuhilfenahme einer magnetischen Lüftbremse, durch ein ausgeklotztes Stahlband auch bei grösster Hakenbelastung festgehalten wird, während eine Dämpferpumpe zu schroffe Bremswirkungen beim Anhalten der sinkenden Last verhindert und ausserdem nach Fig. 209 u. 210, S. 248, die Verbindung des Hebelgestänges mit dem Lüftmagnet nur kraftschlüssig hergestellt, um die Bremse auch unabhängig vom Magneten jederzeit selbstständig von Hand bedienen zu können.

Die Steuerung der beiden Motoren zum Schwenken und Heben wird durch die Universalsteuerung von Essberger-Geyer — vergl. Bd. II, S. 316 und Taf. 75, Fig. 6 bis 11 — mit einem einzigen Hebel bewirkt, der nach Belieben beide Motoren getrennt oder gemeinsam in Thätigkeit setzt.

Beide Motoren sind durch die Form ihrer Polgehäuse vollständig staub- und wasserdicht in zweitheilige Kapseln eingeschlossen, die sich um Schar-

niere aufklappen lassen. Zur leichteren Zugänglichkeit der Kollektoren sind noch besondere kleine Deckel vorhanden.

Auch der Hubmotor ist umsteuerbar gebaut, um den leeren Haken schnell senken zu können, ohne das Hakengewicht grösser zu wählen, als für das Straffhalten des Lastseiles erforderlich ist.

Das Seil wird innerhalb des Hakengewichtes ohne Kausche zwischen schmiedeeiserne Laschen eingespannt. Der Haken selbst ist mit dem Gewicht durch eine kurze Kette verbunden, um beim Einhaken der Last damit hantieren zu können, ohne das Gewicht mitzuheben. Haken und Kette werden durch ein Kugellager getragen, welches das Wenden der Last gestattet, ohne das Seil zu verwinden. Auch etwaige Selbstdrehung des Seiles überträgt sich durch den Einbau des Kugellagers nicht auf die angehängte Last.

Das Krahnhäuschen ist innen mit Holz, aussen mit Wellblech verkleidet und gewährt dem Führer durch die vorderen Fenster beim Steuern freien Ausblick auf die Last.

Der geringe Raumbedarf und die Einfachheit des Triebwerkes lassen trotz der kleinen Grundfläche des Krahnhäuschens, von dem kein Punkt mehr als 2,1 m über die Schwenkachse hinausragt, reichlich Raum zur freien Bewegung, so dass vier bis fünf Personen sich darin aufhalten können und noch ein Arbeitstisch im Innern aufgestellt werden kann, ohne den Führer zu behindern.

Alle Leitungen sind innerhalb des Krahnes in Messingrohren verlegt. Die Hauptleitung geht über einen selbstthätigen Starkstromausschalter, der bei Überlastungen oder unrichtigem Steuern den Strom unterbricht, sofort aber wieder von Hand eingerückt werden kann. Das Marmorschaltbrett trägt ausserdem die Beleuchtungsvorkehrung und ein Ampèremeter. Rechnungsmässig beträgt der Wirkungsgrad der Winde 80<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, der des Schwenkwerkes 70<sup>0</sup>/<sub>0</sub>. Die mit dem Versuchskrahn in Benrath vorgenommenen Stromverbrauchsmessungen ergaben nach den Angaben der Union für ein volles Krahnspiel mit 2500 kg Last am Haken, bei 15 m Hakenhub und 140<sup>0</sup> Drehwinkel, für Heben, Schwenken, Absetzen der Last auf Ladesteghöhe, Anheben des leeren Hakens, Zurückschwenken um 140<sup>0</sup> und Senken des leeren Hakens in den Schiffskörper 210 Wattstunden. Dasselbe Krahnspiel beanspruchte mit 1500 kg 150 Wattstunden und mit 500 kg 130 Wattstunden.

Ein fahrbarer Vollportalkrahn für 10 t und 10,75 m Ausladung mit elektrischem Antrieb des Fahrwerkes durch einen am Portalkopf eingebauten Motor hat die Benrather Maschinenfabrik für die Werft des Bremer Vulkans in Vegesack geliefert. Ein Krahn ganz gleicher Bauart, nur mit noch grösserer Ausladung, 15 m, für 23 m Hub bei 16 m Rollenhöhe des Auslegerkopfes über den Schienen, war von der Firma 1902 in Düsseldorf ausgestellt.\*)

**Freistehender Portalkrahn von der Benrather Maschinenfabrik.  
Tragkraft 2 t, Ausladung 12 m, Rollenhöhe des Auslegerkopfes 18 m.**

Die Stützfüsse des Portales, Fig. 567 bis 569, S. 703 u. 704, sind über Kreuz gestellt und unten in gefälligem Fachwerk, oben mit vollen Blechwangen ausgeführt. Die Krümmungen vereinigen sich in dem Gerüstkopf, welcher die feststehende massive Krahnssäule in der aus Fig. 572, S. 706, ersichtlichen Weise durch eine aufgeschraubte gusseiserne Nabe und in der unteren Gurtung durch aufgenietete Verstärkungsringe aufnimmt. Die freie Durchfahrt entspricht den Eisenbahnvorschriften für ein Normalspurgeleis.

\*) Beschreibung und Zeichnung hierzu, siehe im Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung Z. d. V. d. Ing. 1902, S. 913 u. f. mit Taf. XXIV.

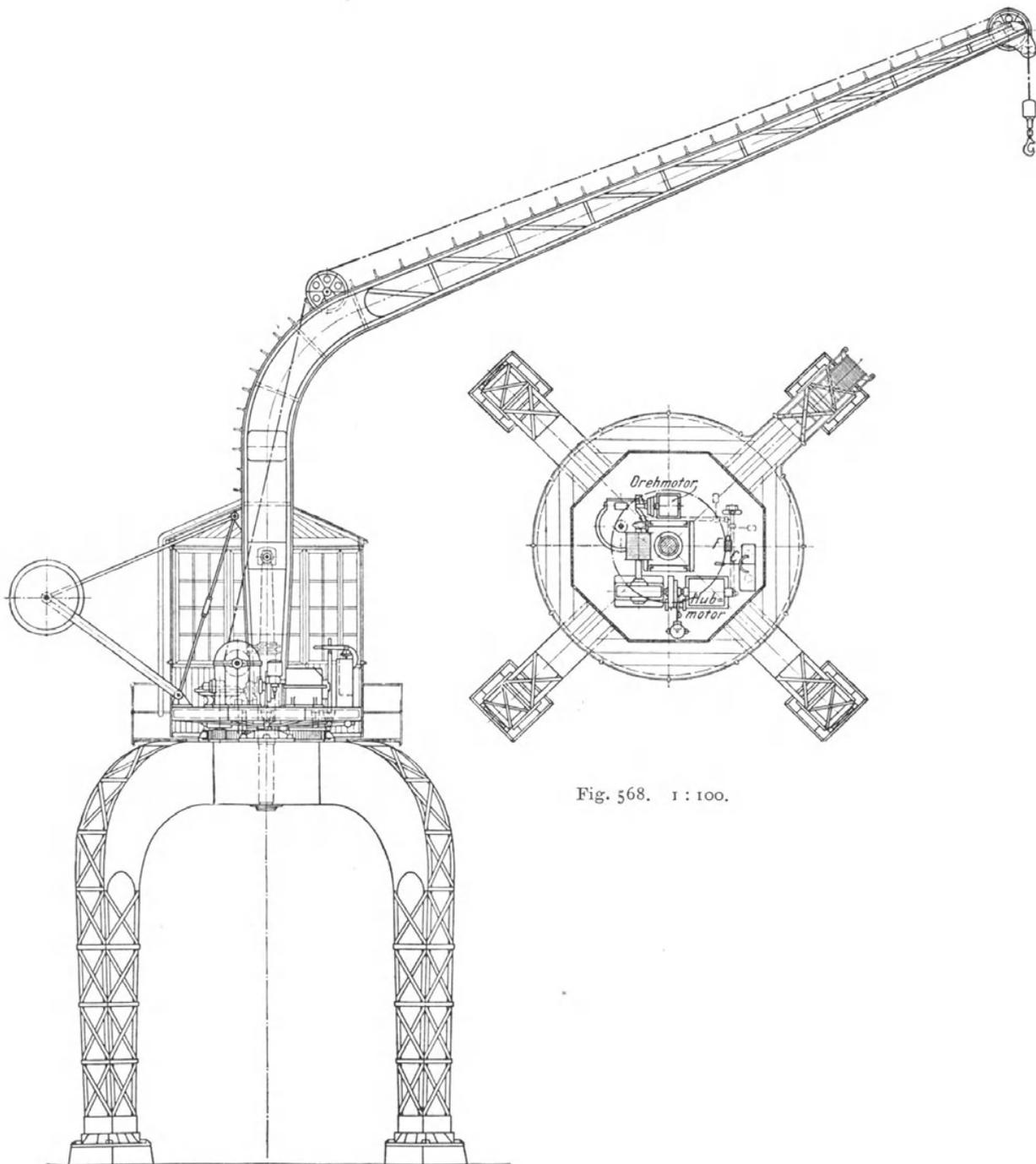


Fig. 567.

Fig. 568. 1 : 100.

Der in Fairbairn-Form ausgeführte, schlanke Ausleger mit Gitterwerk für den oberen auskragenden Theil und vollwandigem Kastenquerschnitt für die Krümmung und den Fuss hängt mit einem kräftigen Querstück auf

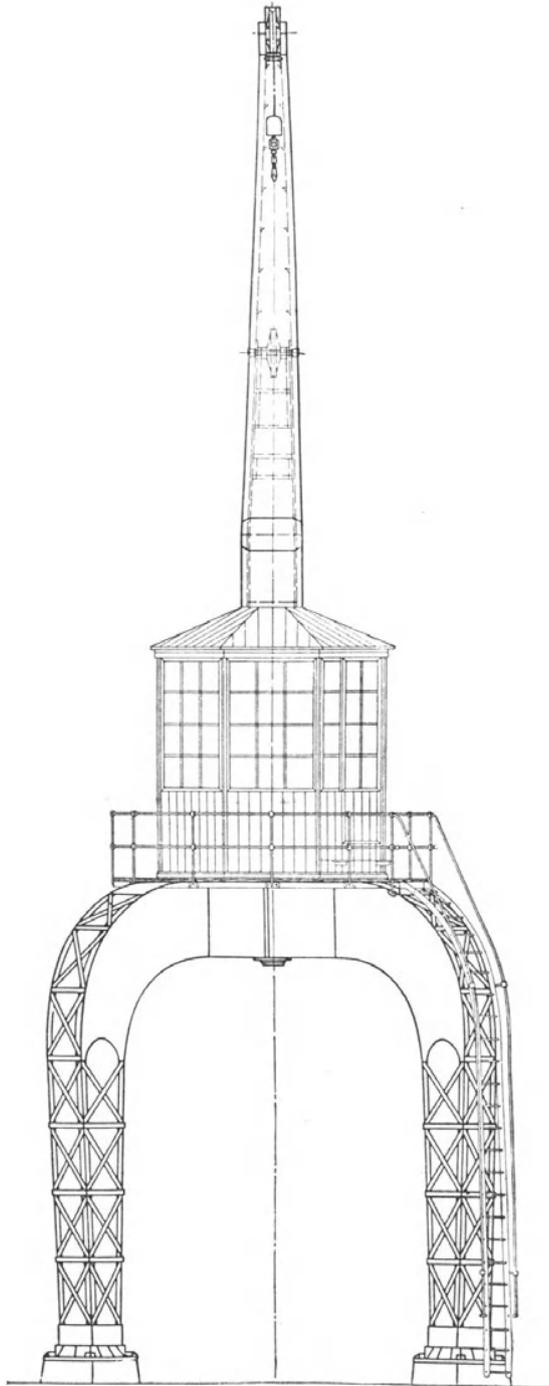


Fig. 569.

greift. Die Maschinenkammer ist geräumig und durch allseitige Verglasung des Achteckes sehr hell mit ungehindertem Ausblick nach allen Seiten angelegt.

dem Kopf der innenstehenden Säule und nimmt unten den achteckigen Rosettenstern der gusseisernen Grundplatte auf, deren ausgebuchte Nabe die Säule als Fusshalslager umschliesst.

Das Maschinenwerk, in Fig. 570 bis 572 in grösserem Massstabe gezeichnet, ist auf gehobelten Flächen dieser Grundplatte aufgestellt,

rechts vom Führerstand der Hubmotor, auf der andern Seite der Drehmotor, beides Hauptstrommotoren von der Union Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Die Windentrommel wird nur durch ein einfaches Schneckenvorgelege vom Motor angetrieben und sitzt unmittelbar auf der Schneckenradachse hinter dem Ausleger, auf seinem Rücken gelagert. Die eine Hälfte der elastischen Kupplung zwischen Motor- und Schneckenwelle ist als Bremsscheibe für eine elektromagnetische Bremse mit Handhilfssteuerung, Fig. 209 u. 210, S. 248, und Dämpferpumpe benutzt; für den Drehmotor ist eine einfache Fussbremse vorgesehen, die ebenfalls auf die

Kupplungscheibe der Schnecke einwirkt, und deren Fusstritthebel *F*, Fig. 571, sich dicht neben dem Universal-Steuerschalter *C* für die getrennte oder gemeinsame Steuerung des Hub- und des Drehmotors befindet.

Auch der Drehmotor arbeitet mit einfachem zweigängigem Wurmgetriebe, dessen nach unten durchgeführte Schneckenradwelle mit einem Ritzel in den fest mit dem Portalkopf verschraubten Zahnkranz ein-

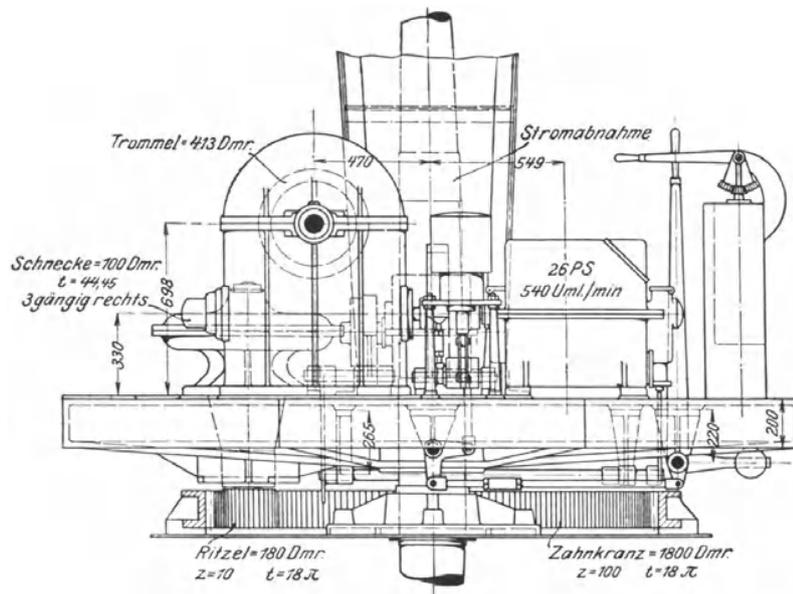


Fig. 570.

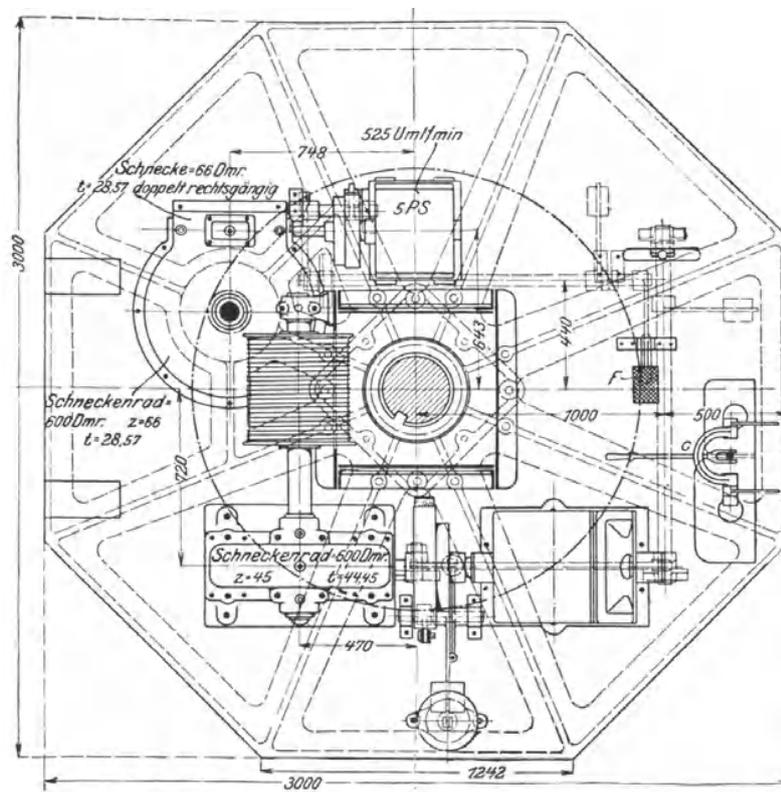


Fig. 571.

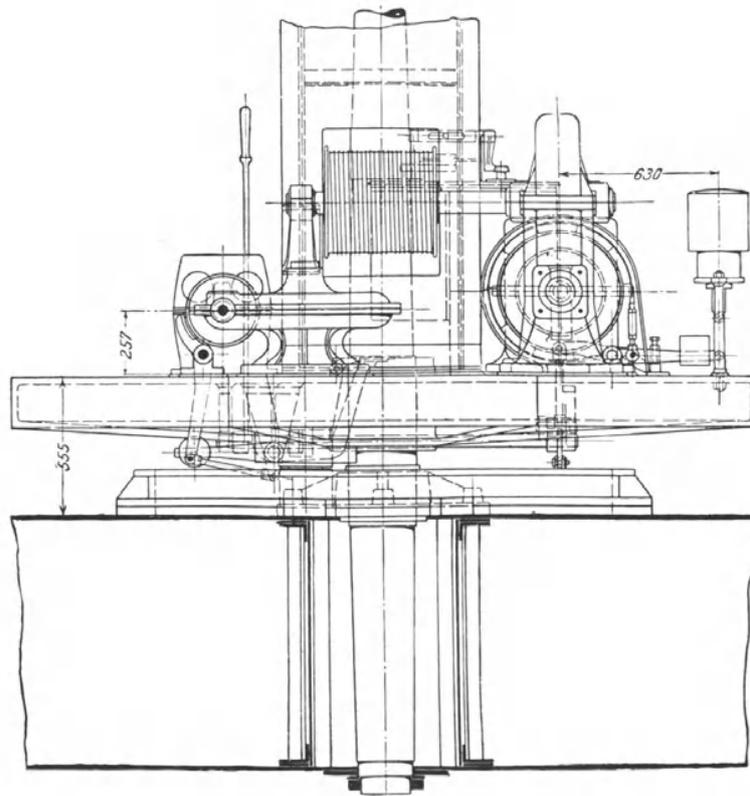


Fig. 572. 1:30.

Die Stromzuführung von unten liegt, abweichend von den sonst üblichen Anordnungen, nicht in dem Kern der Säule, sondern, unter Vermeidung der Bohrung, in einer seitlichen Ausfräsung der Säule innerhalb des unteren Halslagers und ist dann frei am Säulenschaft bis zu den Schleifringen geführt, die durch Ausschnitte im Brust- und Rückenblech des Auslegerumpfes zugänglich sind.

Der Hubmotor leistet bei 540 Uml./min 26 PS<sub>e</sub> und hebt die volle Last mit 0,75 m/sec; der Drehmotor entwickelt bei 525 Uml./min 5 PS<sub>e</sub> und schwenkt den Krahn voll im Kreise mit 2 m/sec Geschwindigkeit, gemessen in der Hakenbahn. Die Motoren sind für 440 V gewickelt.

Das halbe Kippmoment des vollbelasteten Auslegers wird durch das Gegengewicht ausgeglichen. Eine Gallerie auf dem Portalkopf um die Maschinenkammer mit Schutzgeländer und Sprossenleitern am Portal, sowie weiter am Krahnhaus bis zum Auslegerkopf macht alle Theile leicht und gefahrlos zugänglich.

### 7. Velocipedkrahne.

#### Velocipedkrahn von Ramsbottom.

Zum Bedienen von Arbeitsmaschinen in langgestreckten, schmalen Werkstättenräumen werden fahrbare Drehkrahne benutzt, deren Wagengestell nur mit zwei hintereinander liegenden Laufrädern *a* für eine einschienige Bahn, Fig. 573, ausgerüstet ist, während eine lose auf den Krahnkopf aufgesetzte Führungsrolle *b* zwischen zwei wagerechten Balken, die in der Gebäudekonstruktion ausreichend abgestützt sein müssen, seitliche Kipp-

momente aufnimmt. Diese von Ramsbottom eingeführte Kranhant wird jetzt wegen der Anordnung ihrer Laufräder als Velocipedkrahne bezeichnet.

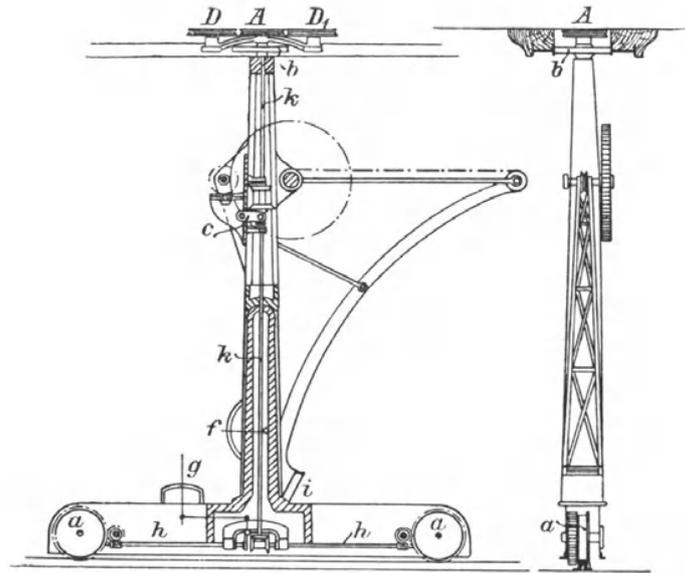


Fig. 573.

Die Vorgelegewelle für die Kranwinde und das Fahrwerk ist in der Krahnssäule gelagert und wird durch einen wagerechten Seillauf ständig angetrieben, der durch zwei seitlich neben der Kopfrolle A eingeschaltete Leitrollen D und D<sub>1</sub> die Rolle A annähernd auf ihrem halben Umfang umspannt. Die zur Kraftübertragung erforderliche Seilspannung vermittelt, wie bei allen Kranseiltrieben, eine Spannrolle, deren Achsenlager durch den Zug einer belasteten Kette bei jedem Dehnungswechsel in einer Gleitbahn selbstthätig ausweichen und dabei die Seilspannung unverändert erhalten. Krahnwinde und Fahrwerk sind mit Schneckentriebwerk versehen und werden

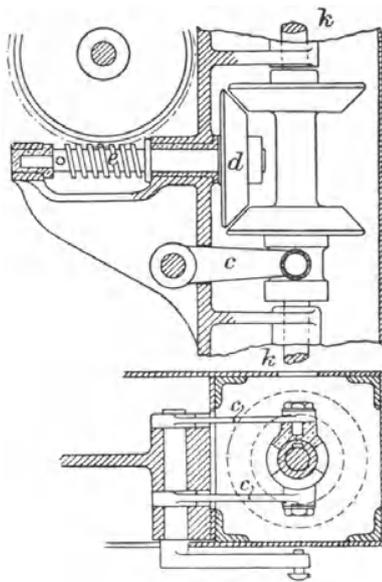


Fig. 574.

Die zur Kraftübertragung erforderliche Seilspannung vermittelt, wie bei allen Kranseiltrieben, eine Spannrolle, deren Achsenlager durch den Zug einer belasteten Kette bei jedem Dehnungswechsel in einer Gleitbahn selbstthätig ausweichen und dabei die Seilspannung unverändert erhalten. Krahnwinde und Fahrwerk sind mit Schneckentriebwerk versehen und werden

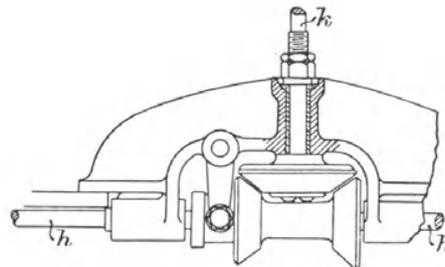


Fig. 575.

durch Wendegetriebe mit glatten Reibkegeln vor- oder rückwärts von der senkrechten Seilrollenspindel in Thätigkeit gesetzt. Die Ausführung der Wendegetriebe ist aus den im grösseren Massstabe gezeichneten Einzelfiguren 574 und 575 deutlicher ersichtlich. Der Steuerhebel für die

Winde ist mit  $f$ , der für das Fahrwerk mit  $g$  bezeichnet. Der Antrieb wird auf beide Laufräder gleichzeitig übertragen, da, je nach der Stellung des Auslegers über dem Vorder- oder über dem Hinterrade, beim Fahren nur das eine oder das andere den erforderlichen Belastungsdruck empfängt, um mit ausreichendem Reibungschluss auf der Schiene anzugreifen.

Die Seilgeschwindigkeit wurde von Ramsbottom zu 25 m in der Sekunde gewählt, so dass die senkrechte Krahnspindel, bei 480 mm Seilrollendurchmesser, 1000 Umdrehungen in der Minute vollführt. Durch die starken Schneckenübersetzungen wird die Lastgeschwindigkeit auf etwa 30 mm und die Fahrgeschwindigkeit auf 220 mm in der Sekunde beschränkt. Durch theilweises Gleiten der Wendegetriebe fallen die wirklichen Geschwindigkeiten um 30 bis 40% kleiner, als die Rechnungswerthe aus.

Der skizzirte Krahn ist für 80 Ctr. Tragkraft entworfen.

Nach Versuchen von Hartig mit einem Velocipedkrahn in der Maschinenfabrik von R. Hartmann in Chemnitz, der in den Triebwerk- und Geschwindigkeitsverhältnissen mit der Ramsbottom'schen Ausführung übereinstimmt, ergab sich die durchschnittlich erforderliche Betriebsarbeit,

beim Leerlauf des Seiles . . . . .	4,18 PS
beim Fortbewegen des unbelasteten Krahnes . . . . .	4,55 PS
beim Fahren mit 17 Ctr. Last am Ausleger senkrecht zur Bahn	4,62 PS
beim Heben von 17 Ctr. Last . . . . .	4,38 PS. *)

Hiernach bestimmte Hartig die Betriebsarbeit für eine Last  $Q$ , in Pferdestärken gemessen,

1. für die Fortbewegung des Krahnes =  $4,55 + 0,004 Q$ ,
2. für das Aufwinden der Last . . =  $4,18 + 0,012 Q$ ,
3. für gleichzeitiges Fahren und Heben =  $4,55 + 0,016 Q$ .

Der starke Gleitverlust in den Wendegetrieben dieser Krahne ist in vielen Fällen auf zu schwache Wellen zurückzuführen, die für genügende Widerstandsfähigkeit gegen den kräftigen Anpressungsdruck der Räder stärkere Abmessungen verlangen, als sich aus der einseitigen Berücksichtigung der durchzuleitenden Arbeit ergeben, und die den vollen Angriff der Reibkegel verhindern, sobald sie sich beim Einrücken des Wendegetriebes durchbiegen.

Der lebhafteste Seilverschleiss bei hohen Seilgeschwindigkeiten und die mittelbar durch starke Übersetzungen ins Langsame gesteigerten Wirkungsverluste im Winden- und Fahrtriebwerk liessen es wünschenswerth erscheinen, statt der von Ramsbottom benutzten, schwachen Baumwollseile, von 16 bis 20 mm Dicke, stärkere Seile mit geringeren Laufgeschwindigkeiten zu wählen, die dann auch gleichzeitig, wegen der verminderten Umdrehungszahl, für die Arbeitsleistung stärkere, und somit für die Wendegetriebe geeignetere Wellen bedingen. In späteren Ausführungen findet man die Seilgeschwindigkeit auf 10 bis 12 m in der Sekunde beschränkt und steilgängige Schneckentriebwerke mit möglichst hohem Wirkungsgrad. Das Winden-triebwerk ist dann zum Schutz gegen selbstthätigen Rücklauf mit einer Drucklagerbremse oder einer anderen Bremsvorrichtung zum Festhalten und Senken der Last ausgerüstet. Statt der Reibräderwendegetriebe lassen sich Kegelzahnräderwendegetriebe mit Reibungskupplungen verwenden, die vorzüglich für schwache Wellen den Vortheil bieten, dass sie durch das Einrücken der Kupplungen nicht wie bei den Reibrädern einseitig belastet werden, und dass sich der Verschleiss des Triebwerkes leichter beschränken lässt.

\*) Hartig, Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen 1873, S. 226.

Das Kippmoment des Krahnnes ist zweckentsprechend durch ein Gegengewicht zu verkleinern, das dem Ausleger gegenüber, auf einer Konsole am drehbaren Krahngestell untergebracht werden kann.

In der skizzirten Bauweise stützt sich das drehbare Krahnbergestell mit der Lastwinde durch eine kugelförmige Pfanne auf dem passend kugelförmig abgedrehten Kopf der gusseisernen Krahnsäule ab, deren Fuss in den Radkasten eingesetzt ist. Da das Kippmoment des Auslegers durch die Zugstangen und durch die kegelförmige Stützlaufrolle unter dem Auslegerfuss bei  $i$  auf die Seitenwangen des Krahnbergestells übertragen wird, entsteht das Bestreben, das drehbare Krahngerüst gegen die feststehende Säule zu neigen und dadurch die Kernspindel nachtheilig zu beeinflussen. Hiernach ist statt der Kugelstützzapfen ein kräftiger, langer, cylindrischer Hohlzapfen mit Ringstützfläche vorzuziehen, der die übereinstimmende Achsenlage des oberen und unteren Krahngerüstes sichert und Biegungskräfte von der Kernspindel fernhält.

Einzelne Konstrukteure lagern die Arbeitspindel des Krahnns nicht im Kern der Säule, sondern aussen und vermitteln ihren Antrieb durch ein Stirnräderpaar dicht unter der Seilrolle am Krahnkopf.

Wesentliche Vereinfachungen des Triebwerks ergeben sich, wenn man den Krahn mit einem oder mehreren Elektromotoren ausrüstet; gleichzeitig steigt damit der Gütegrad erheblich, weil der grosse Arbeitsverbrauch des leer laufenden Seiles fortfällt, und der Elektomotor während jeder Arbeitspause leichter, als der Seiltrieb, ganz abgestellt werden kann, da der Stromschluss am Krahn selbst und nicht in einem fernliegenden Punkt der Werkstätte erfolgt.\*) Für Neuanlagen kommt der elektrische Antrieb fast ausschliesslich in Betracht.

#### **Velocipedkrahn für 3000 kg Last und 6 m Ausladung mit elektrischem Antrieb durch Drehstrom.**

Ausgeführt von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Der Velocipedkrahn, Taf. 47, Fig. 1—6, ist in zwei Exemplaren von E. Becker für die Giesserei der Görlitzer Maschinenfabrik geliefert. Die beiden Krahne laufen parallel zu einander hart an den gegenüberliegenden Längsmauern der Giesserei und bestreichen bis auf einen schmalen Mittelgang, je die halbe Breite des Raumes. Ein leicht aus Winkel- und Flacheisen zusammengebauter und auf dem einen Wagenende aufgestellter Ständer nimmt mit einem seitlich vorkragenden Kopfholm aus  $\square$ -Eisen durch Schleifkontakte den Strom von den drei Leitern ab, deren Träger wagerecht in die benachbarte Mauer eingelassen sind. Der elektrische Theil des Krahnns ist von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft in Berlin geliefert. Die Drehstrommotoren laufen leer an, und es konnte daher auf einen besonderen Anlasswiderstand verzichtet werden. Der  $3\frac{1}{2}$ pferdige, auf der Deckplatte des Krahnwagens aufgestellte Drehstrommotor arbeitet mit 950 Umdrehungen in der Minute und treibt zunächst durch Stirnräderübersetzung  $A-B$  die gemeinsame Vorgelegewelle an, von der die Fahr- und Windentriebwerke durch getrennte Reibräder-Wendegetriebe abgezweigt sind. Diese werden von dem neben dem Krahn hergehenden Führer durch belastete Griffhebel gesteuert. Zum Festhalten ihrer Mittellage dienen unrunde Zungenklötze auf den Steuerhebelwellen mit darunter liegenden Flachfedern, ähnlich wie in Fig. 5, Taf. 34. Der Griffhebelausschlag verschiebt die

\*) Albert in Frankfurt a. M. hat die Bauart der Velocipedkrahne auf Baugerüstkrahne übertragen und sich einen derartigen einspurigen Baukrahn mit Handbetrieb patentiren lassen. Siehe D.R.P. 55197. Unter andern baut auch Jul. Wolff & Co. in Heilbronn einspurige Hochbaudrehkrahne.

Zwillingskegel des Wendegetriebes durch eine Muffe auf der Steuerwelle, Fig. 1, Taf. 47, mit eingedrehter schraubenförmiger Führungsnuthe, die sich in zwei Zweige mit entgegengesetzter Schraubengangrichtung gabelt und dadurch, je nach dem Drehsinn der Steuerwelle, den mit Zapfen eingreifenden Schubhebel der Zwillingskegel entgegengesetzt bewegt. Um die Hebel für den bequemen Gebrauch genügend dicht zusammen zu legen, ist zwischen der Griffhebelwelle für das Fahrtriebwerk und der zugehörigen Steuer-muffenwelle eine Treibkettentransmission  $k$ , Fig. 2, Taf. 47, eingeschaltet. Der achsiale Anpressungsdruck der Wendegetriebe wird durch das als Kammlager ausgebildete Lager zwischen dem Reibkegel und dem Stirnrade  $B$  aufgenommen. Die mittlere Umfangskraft des Wendegetriebes beträgt bei 400 minutlichen Umgängen nur etwa 25 kg.

Das Wendegetriebe des Fahrwerkes arbeitet durch ein dreifaches Stirnrädervorgelege  $NOPRST$ , mit dem Zwischenrad  $Q$  zwischen  $P$  und  $R$ , unmittelbar auf die Achse des nächstliegenden Laufrades. Das erste Räderpaar  $NO$  ist mit Winkelzähnen ausgerüstet. Dieser Antrieb wird durch eine Abzweigung von der mittleren Vorgelegewelle durch doppelte Kegerräderpaare  $U$  auch gleichzeitig auf die zweite Laufradachse am anderen Wagenende übertragen, um bei starker Entlastung des einen Laufrades das Anfahren unter allen Umständen durch das andere zu sichern, ohne erst etwa durch Schwenken des Krahnens den erforderlichen Reibungswiderstand zwischen Schiene und Rad zu erzielen, wie das bei einseitigem Antrieb unter Umständen nothwendig wird. Beachtenswerth ist der Verzicht auf die sonst üblichen Spurkränze an den Laufrädern, mit dem Ersatz der Kränze durch zwei besondere schräggestellte Führungsradpaare, die auf den schrägen Seitenflächen der dachförmigen Fussbodenschiene laufen und nicht allein den Fahrwiderstand erheblich beschränken, wenn der Krahn mit querstehendem Ausleger fortbewegt und genau eingestellt wird, sondern auch die Gefahr beseitigen, dass durch Spurkranzbrüche der ganze Krahn entgleist und umkippt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 10 m in der Minute.

Oben läuft der Krahn mit zwei Leitrollen zwischen zwei  $\Gamma$ -Eisen, die durch schmiedeeiserne Konsolen mit den Verstärkungspfählern der Umfassungsmauern verankert sind.

Für die Lastwinde sind zwischen der Trommel und dem zugehörigen Wendegetriebe vier Stirnräderübersetzungspaare eingebaut, von denen das erste  $CD$  hinter dem Wendegetriebe, wie beim Fahrtriebwerk, mit Pfeilzähnen ausgestattet ist. Die zweite Übersetzung ist mit zwei Radpaaren  $EF$  und  $GH$  für zwei verschiedene Übersetzungsverhältnisse ausgeführt, von denen durch Verschieben der zusammengewachsenen kleineren Räder nach Bedürfniss das eine oder das andere eingerückt werden kann, um die Last an der losen Rolle mit 0,5 oder mit 1,5 m in der Minute zu heben. Die Schubmuffe wird durch eine in der Zeichnung nicht angegebene Griffstange bethätigt, die quer durch die Hauptträger des Wagens nach der Steuerseite geht und durch einen doppelarmigen Hebel mit der Muffe verbunden ist. Die Stange lässt sich in ihren beiden Grenzlagen mit Einkerbungen in das Stegblech des Krahnwagengestells auf der Führerseite einklinken. Die beiden letzten Vorgelegeräderpaare sind in der Fig. 2 mit  $JK$  und  $LM$  bezeichnet. Auf der zweiten Vorgelegewelle befindet sich ausserdem noch die Stoppbremse mit keilförmig abgedrehter Bremscheibe, welche die Drehzapfen für die Klötze einer Schleuderbremse trägt, deren Trommel mit dem Krahnwagengerüst verschraubt ist. Der Spannhebel der Stoppbremse wird durch eine Fingerscheibe auf der Steuerwelle des Windentriebwerks beim Anlassen der Maschine zum Heben oder Senken gelüftet, wie bei der Becker'schen Laufkrahnkonstruktion, Taf. 60, Fig. 3, während

die Schleuderbremse nur als Geschwindigkeitsregulator beim Lastsenken in Tätigkeit tritt und gleichzeitig auch das Abschnurren der Last verhindert, wenn das Wendegerieße zu langsam oder mangelhaft eingerückt wird. Eine einfache Stoppbremse mit Fingerscheibe auf der Steuerwelle ist übrigens auch in ähnlicher Weise noch in das Fahrtriebwerk eingebaut, um genaues Anhalten des Krahnwagens zu sichern. Diese Bremse sitzt auf der Welle des Rades  $N$  und ist nur in Fig. 2 durch den zugehörigen Spannhebel  $h$  angedeutet.

Das Lastseil geht von der Trommel über Leitrollen durch die aus Stahl geschmiedete und ausgebohrte Krahnsäule nach dem Auslegerkopf. Durch die Tieflage der Winde und durch die Benutzung des Lastseiles zur Krafttransmission, ist der nachtheilige Einfluss vermieden, den eine etwaige Durchbiegung der Krahnsäule bei starker Belastung auf das Klemmen einer innen liegenden schwachen Kernwelle äussert. Alle Haupttriebwerktheile bleiben in leicht zugänglicher Lage und in stabiler Anordnung auf der Krahnwagenplattform, wo sie nur durch abnehmbare Schutzhauben verdeckt sind.

Das drehbare Krahnobergestell hängt mit seinem Querhaupt und einem hohlen Ringzapfen, Fig. 4, auf dem Kopf der Stahlsäule und stützt sich unten mit einem Fuss, Fig. 5 u. 6, der ähnlich wie Textfigur 493, S. 591, ausgebildet ist, auf einem Kugellager ab. Dass auch hier das Kopfstück des Kugellagers besser gleichzeitig als Halslager, die Säule dicht umschliessend, auszuführen ist, um schiefe Belastungen des Kugellagers ganz auszuschliessen, wurde schon S. 591 betont. Ein fest in die ringförmige Spurzapfenplatte des Kopfagers eingesetzter Kernrohrstützen, Fig. 4, reicht innen bis zur äusseren Höhe des Lagertopfes und hält dadurch den Ölstand in ganzer Zapfenhöhe aufrecht, so dass auch kein Schmiermaterial nach unten entweichen kann.

Die erforderliche Quersteifigkeit des Obergestells wird durch übergenietete volle Blechplatten auf dem Rücken gesichert, während die Brust offen gelassen und nur durch Diagonalverbände versteift ist. In Fig. 2 ist das volle Rückenblech abgenommen gedacht.

Bei der leichten Drehbarkeit ist ein besonderes mechanisches Schwenkwerk entbehrlich. Der Krahn genügt auch im übrigen trotz des Verzichtes auf eine Laufkatze, allen Bedürfnissen, weil man durch Fahren des Krahnwagens und durch Schwenken des Auslegers den Haken ebenfalls an ganz bestimmte Punkte bringen kann.

#### Velocipedkrahn mit zwei Motoren für 1800 kg und 4,5 m Ausladung.

Von E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Fig. 576, S. 712, lässt die Vereinfachung erkennen, welche sich aus der Verwendung getrennter Motoren für Fahr- und Hubwerk ergibt. Der Fahrmotor steht mit seinem Anlasser auf dem Wagen und leistet bei 600 Umdr./Min. 1,5 PS. Er arbeitet mit dreifacher Räderübersetzung auf die beiden Laufachsen, welche durch eine gemeinsame Vorgelegewelle mit Kegelrädern angetrieben werden. Von den Stirnradvorgelegen hat das erste ein Rohhautritzel mit 14 Zähnen und  $t = 7\pi$ , das zugehörige Stirnrad 70 Zähne. Das zweite Vorgelege besitzt 12 und 60 Zähne bei  $t = 8\pi$  und die beiden Kegelräderpaare 18 und 35 Zähne mit  $t = 40$  mm. Hieraus folgt für 600 mm Laufraddurchmesser die Fahrgeschwindigkeit  $600 \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{12}{60} \cdot \frac{18}{35} \cdot 0,6\pi = 23,25$  m/min.

Eine kleine Keilnuthenbremsscheibe auf der Motorachse ermöglicht durch ihren Handhebel rasches Anhalten nach dem Abstellen des Motors.

Der Hubmotor leistet ebenfalls 1,5 PS. bei 600 Uml./Min. und ist hinter dem Ausleger auf einem Konsol aufgestellt. Sein Anlasser befindet sich

unten am drehbaren Krahngestell. Das Triebwerk ist in das Krahngehäuse hineingebaut und besteht aus einem doppelgängigen Schneckengetriebe mit 54 Zähnen und  $7/8''$  engl. Theilung nebst einer einfachen Stirnradübersetzung mit 14 und 76 Zähnen bei  $t=9\pi$ , durch welches die Windentrommel von 300 mm Durchmesser für das 10,5 mm starke Lastseil aus 222 Drähten angetrieben wird. Hieraus folgt als Hubgeschwindigkeit mit loser Rolle  $\frac{600}{2} \cdot \frac{2}{54} \cdot \frac{14}{76} \cdot 0,3\pi = \sim 2 \text{ m/min.}$

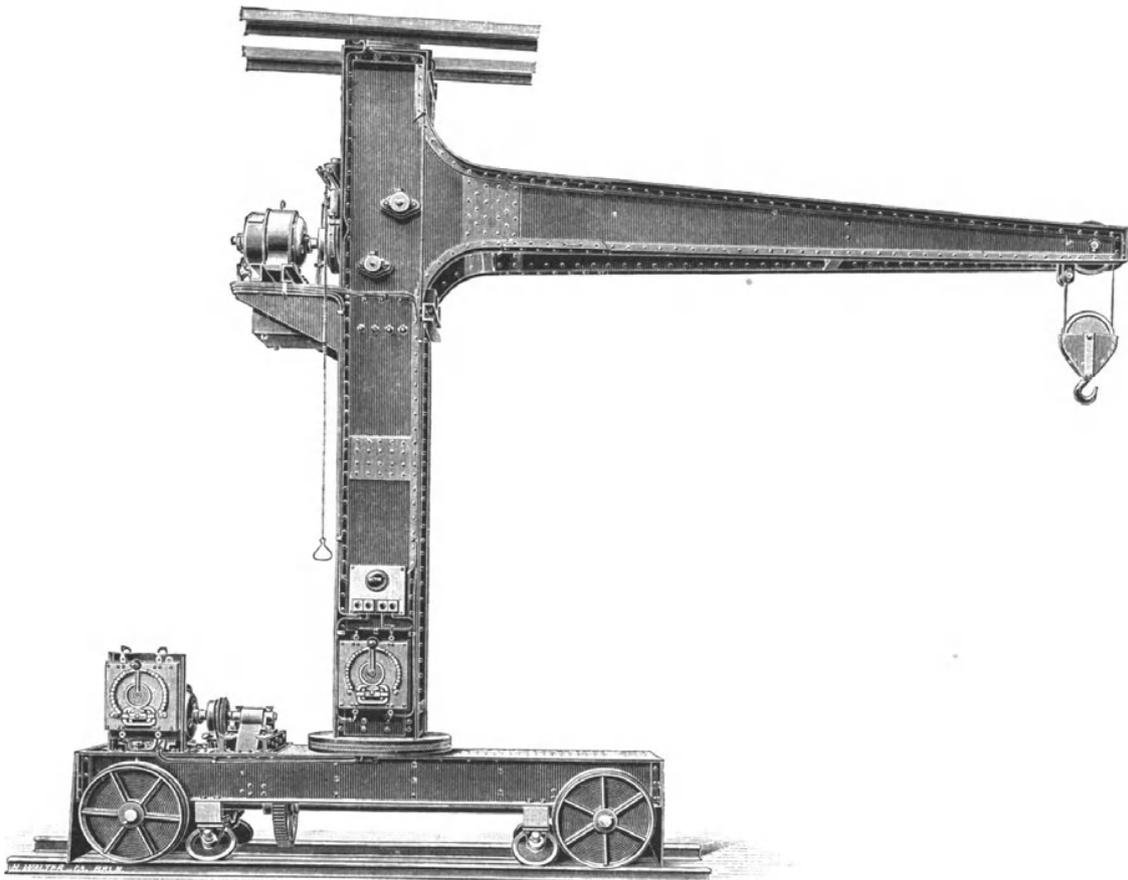


Fig. 576.

Fahr- und Hubgeschwindigkeit steigern sich durch die Verwendung von Hauptstrommotoren bei kleinerer Belastung.

Die Last wird durch eine elektromagnetische Lüftbremse, die vom Anlasser gleichzeitig mit dem Windenmotor gesteuert wird, beim Abstellen des Betriebes frei schwebend festgehalten. Die Bremsscheibe hierfür sitzt auf der Motorwelle dicht am Krahngehäuse, der Elektromagnet darüber. Eine vom Bremshebel herabhängende Zugkette gestattet das Senken von Lasten ohne Strom durch Lüften der Bremse von Hand.

Das drehbare Obergestell stützt sich auf eine innen stehende, in das Wagengestell eingesetzte vollgeschmiedete Säule von 215 mm unterem

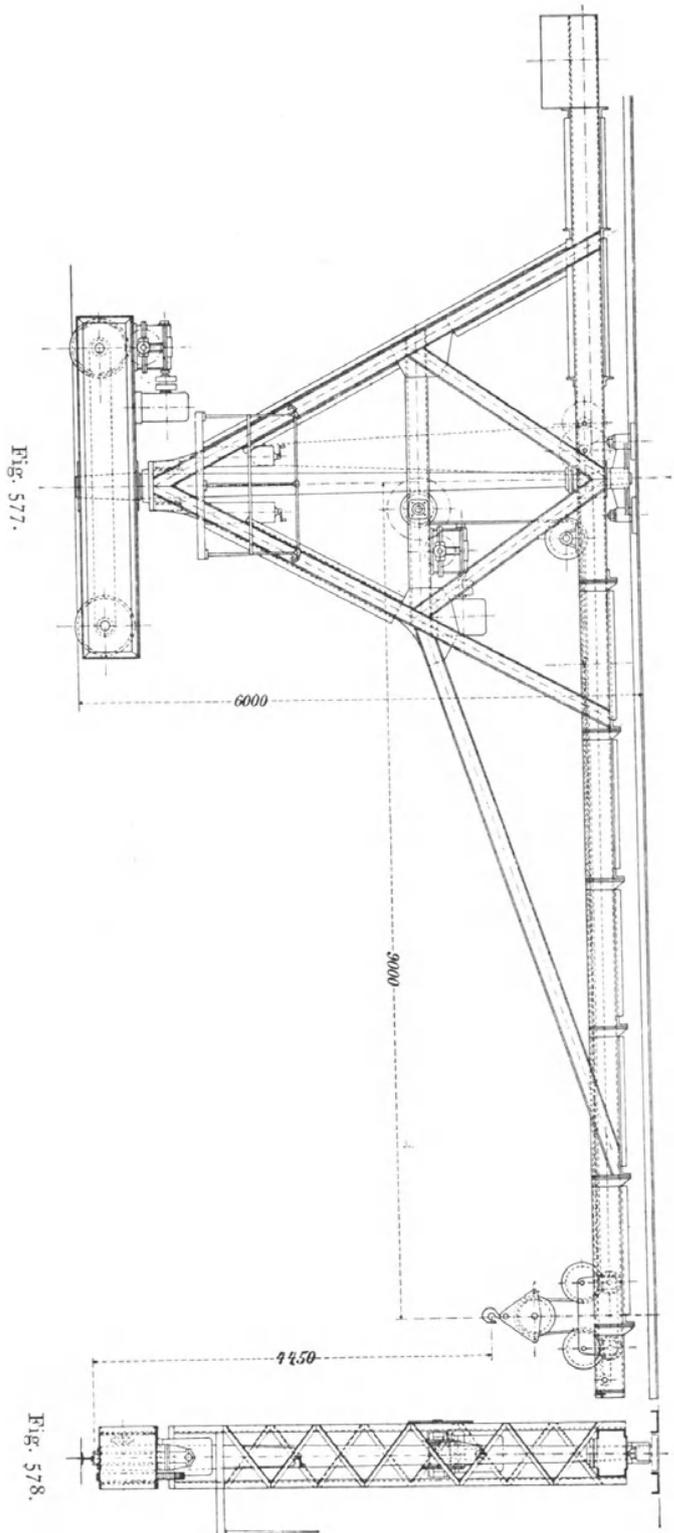
Durchmesser und  $\sim 2,5$  m Höhe. Die Auslegerrollenachse liegt 3350 mm über Wagenoberkante und diese 670 mm über Fussboden. Als höchster Hakenhub sind 3150 mm über Fussboden angenommen.

Die sonst übliche einfache Laufschiene auf dem Fussboden ist hier, zur günstigeren Stützung des Krahns, ohne die Krahnfußbreite zu vergrößern, durch ein Doppelgeleise für vier Laufräder ersetzt.

**Velocipedkrahn für 2500 kg und 9 m Ausladung mit zwei Elektromotoren.**

Ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik in Benrather bei Düsseldorf.

Figur 577 u. 578, liefern ein weiteres Beispiel für Velocipedkrahne mit getrennten Motoren für das Fahrtriebwerk und für die Lastwinde. Die aussergewöhnlich weite Ausladung von 9 m erfordert eine besonders kräftige Versteifung des Krahngerüsts. Dem genügt die Gitterwerk-konstruktion mit der üblichen Gegen-gewichtsbelastung für die Stabilitätsverhältnisse. Der Führerstand ist oberhalb des Krahnwagens in das drehbare Obergestell eingebaut, wo neben dem Führer die beiden Schaltwalzen für die Elektromotoren aufgestellt sind. Beide Motoren arbeiten je mit Wurmgetriebe auf ein



einziges Stirnrädervorgelege. Die Kupplungen zwischen Motor und Wurmgetriebe dienen gleichzeitig als Bremsscheiben für elektromagnetische Stoppbremsen zum pünktlichen Unterbrechen der Fahrt und zum Festhalten der schwebenden Last.

Der Motor für das Fahrtriebwerk steht unmittelbar auf dem Krahnwagen und treibt mit den Zwischenvorgelegen die darunter liegende Laufachse an, während eine Treibkette zwischen den beiden Laufachsen auch die zweite mittelbar mit dem Motor kuppelt. Der Windenmotor ist mit der Seiltrommel und den Zwischenvorgelegen auf den mittleren Querbalken des Krahngerüstes eingebaut. Die Last hängt an einer losen Rolle und kann durch eine Laufkatze, deren Fahrbahn im Ausleger liegt, radial durch eine Handhaspelkette verschoben werden, die bis auf den Führerstand hinabreicht, um den Lasthaken ganz genau über bestimmte Punkte einstellen zu können, nachdem die rohe Einstellung, wie sonst, durch Fahren des ganzen Krahns und Schwenken bewirkt ist.

Zum Schwenken genügt der seitliche Zug am Lasthaken.

Wird ein besonderes Drehtriebwerk verlangt, so verlegt die Benrather Fabrik den Führerstand auf die mittleren Querbalken des drehbaren Obergestells neben den Windenmotor und lässt hier von Hand eine Kurbelwelle antreiben, die durch Kegelräder eine senkrechte Welle dreht und ein unten auf ihr angebrachtes Ritzel im Umfang eines grossen, dicht unter dem Querbalken auf der massiven Krahnsäule aufgekeilten Stirnrades abwälzt. Bei der hohen Lage des Führerstandes wird dann in diesem Fall auch das Fahrtriebwerk der Laufkatze, statt durch Haspelzug, mit Handkurbel und doppelter Stirnräderübersetzung bedient. Die Gerüststreben, das obere Laschenblech und der Ausleger bieten geeignete Stützen zum Lagern der erforderlichen Wellen.

Zwingen die Raumverhältnisse zur Beschränkung der Höhenlage und Armlänge des Gegengewichts, so lässt sich dasselbe leicht auf einer Verlängerung der mittleren wagerechten Gerüstbalken dicht hinter dem Kreuzungspunkt der schrägen Streben lagern.

Der Einbau der Motoren in das drehbare Obergestell hält alle Klemmungen von den Triebwerken fern, die sonst gelegentlich durch geringfügige Deformationen der Krahnsäule unter voller Belastung auftreten.

#### **Velopedkrahnen mit elektrischem Betrieb für 3000 kg Tragkraft.**

Ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Bechem & Keetman.  
Taf. 48, Fig. 1—6.

Der Krahn ist mit horizontalem Ausleger und Laufkatze gebaut, um die Last in jedem beliebigen Punkte der vom Ausleger bestrichenen Kreisfläche aufnehmen und absetzen zu können. Alle Arbeitsbewegungen, das Heben, Senken, Schwenken und radiale Versetzen der Last, sowie die eigene Fortbewegung des Krahns auf seiner einschienigen Fahrbahn, werden mit Hilfe der Kegelräderwendegetriebe *A*, *B* und *C*, Fig. 1 und 2, durch einen auf dem Wagen aufgestellten Elektromotor geleistet, der mit 500 Umläufen in der Minute bis zu 15 PS in Anspruch genommen werden kann. Der Motor läuft stets leer an, und es genügt daher zum Anlassen ein kleiner Anlasswiderstand, der vorn auf dem Wagen zwischen dem Steuerbock und der Wendegetriebewelle Platz findet.

Das drehbare Krahnobergestell ist ganz als Blechkonstruktion ausgeführt und mit einem Querhaupt *E* aus Stahlguss, Fig. 3, auf dem Kopf *I* der aus geschmiedetem Stahl hergestellten Krahnsäule abgestützt, deren Fuss unten im Krahnwagen von einer gusseisernen Rosette aufgenommen wird. Das Querhaupt hängt mit einem eingelegten gehärteten stählernen Laufring auf dem oberen Rande des hohlen Säulenkopfes und umschliesst denselben

gleichzeitig mit einem Bronzefutter zur Aufnahme der Horizontalkraft des Kranhkippmomentes. Die zweite Horizontalkraft des Kippkräftepaars wird unten durch einen Laufrollenkranz *K*, Fig. 1, abgefangen, der 8 Stahlrollen von 90 mm Durchmesser enthält. Das Gegengewicht auf dem hinteren Auslegerende gleicht das mittlere Kippmoment der Nutzlast aus.

Das Stirnrädervorgelege zwischen der Motorwelle und der wagerecht gelagerten Wendegtriebewelle, von der alle Einzeltriebwerke abgezweigt sind, enthält ein Zwischenrad mit 38 Zähnen und liefert daher die Übersetzung 12 : 38.

Die Wendegtriebe arbeiten hiernach mit  $\frac{500 \cdot 12}{38} = 157,9 = \sim 158$  Umläufen in der Minute.

Die Zahnräder der Wendegtriebe tragen auf der einander zugewandten Stirnseite die angegossenen Hohlkegel der zugehörigen Reibungskupplungen und sitzen zwischen Stellringen lose auf der Welle. Zwischen diesen Wenderrädern befinden sich die Schubmuffen mit den doppelseitigen Vollkegeln in Feder und Nuth auf der Welle verschiebbar. Zahnräder und Hohlkegel sind in Stahlguss hergestellt, die Vollkegel aber mit Bandagen von geschmiedetem Sahl ausgerüstet.

Die drei Steuerhändel *D* der drei Wendegtriebe *A*, *B* und *C* stehen nebeneinander in einem gemeinsamen Steuerbock. Ihre Verbindung mit den Einrückhebeln der Wendegtriebe durch wagerecht liegende Lenkstangen ist aus der Grundrissfigur 2 ersichtlich. Alle drei Wendegtriebe sind vollkommen übereinstimmend mit 32zähligen Kegelrädern gebaut. Die gleiche Zähnezahl ist auch für die Kopfkegelräder der senkrechten Zweigwellen gewählt.

Das Schwenkwerk wird durch das Wendegtriebe *A* bedient, dessen senkrechte Kegelradwelle den Antrieb zunächst durch den 12zähligen Ritzel und ein 45zähliges Zwischenrad unterhalb des Kranhwagens auf das 80zählige Stirnrad fortpflanzt. Die senkrechte Welle dieses Rades greift mit dem 10zähligen Kopfritzel oberhalb des Kranhwagens in das 80zählige Schwenkzahnrad *S*, Fig. 1, auf dem unteren Ende des Kranssäulenmantels ein und dreht dadurch das Obergestell mit dem Ausleger. Bei 158 Umläufen der Wendegtriebewelle dreht sich der Kranhenausleger hiernach

$$158 \cdot \frac{32}{32} \cdot \frac{12}{45} \cdot \frac{45}{80} \cdot \frac{10}{80} = 2,96 \text{ mal in der Minute.}$$

Die Schwenkgeschwindigkeit erreicht in der äussersten Katzenstellung bei 3,35 m Hakenabstand von der Drehachse

$$\frac{6,7 \cdot \pi \cdot 2,96}{60} = \sim 1 \text{ m in der Sekunde.}$$

Zum Heben und Senken der Last, sowie zum Verschieben der Laufkatze ist das Wendegtriebe *B* einzurücken, dessen senkrechte Kegelradwelle mit ihrem 12zähligen Ritzel durch ein 47zähliges Zwischenrad das 45zählige Stirnrad am unteren Ende der Spindel *L* antreibt. Diese Kernspindel der Kranssäule setzt durch ein Kegelradpaar mit zwei gleichgrossen 27zähligen Rädern die wagerecht quer über der Kranhachse im Ausleger gelagerte gemeinsame Vorgelegewelle *MM*, Fig. 3 und 4, der Lastwinde und des Fahrtriebwerks der Laufkatze in Bewegung.

Aus den Zähnezahlen des Räderwerkes berechnet sich die Umlaufzahl der Welle *M*, mit der gegebenen Umlaufzahl der Wendegtriebewelle, zu

$$158 \cdot \frac{32}{32} \cdot \frac{12}{47} \cdot \frac{47}{45} \cdot \frac{27}{27} = \frac{158 \cdot 4}{15} = \sim 42 \text{ i. d. Min.}$$

Die Abzweigung für die Winde und das Fahrtriebwerk erfolgt von

der Welle  $M$  durch die wechselweise einrückbaren Klauenkupplungen  $N$  und  $O$ , deren verschiebbare äussere Muffen durch Querkeile untereinander mit einer Stange verbunden sind, die in der Kernbohrung der Welle  $M$  untergebracht ist. In der gezeichneten Mittellage, Fig. 3 und 4, sind beide Kupplungen ausgerückt, und das Einrücken der einen bewegt durch die Verbindungstange die andere noch weiter aus ihrer Eingriffslage. Diese Kupplung wird je nach der Schwenkstellung des Krahnens vom Führerstand aus durch den einen oder den anderen der beiden auf gemeinsamer Achse an der Brust und auf dem Rücken des Krahnsäulenmantels angebrachten Hebel  $P$  bedient. Durch Einrücken der Kupplung  $N$  tritt das doppelte Stirnrädervorgelege der Lastseiltrommel, Fig. 1, 3 und 4, mit der Übersetzung  $\frac{21}{33} \cdot \frac{12}{36} = \frac{7}{33}$  in Thätigkeit.

Die Trommel macht somit  $\frac{42 \cdot 7}{33} = 8,9$  Umläufe in der Minute und hebt bei 400 mm Wickeldurchmesser die Last, mit der eingeschalteten losen Rolle,

$$\text{um } \frac{400 \cdot \pi \cdot 8,9}{2 \cdot 60} = 93 \text{ mm in der Sekunde } \sim 5,6 \text{ m/min.}$$

Zum Festhalten der gehobenen Last und zwangläufigen Senken ist eine selbstthätige Dubois'sche Senksperrbremse von ähnlicher Bauart, wie die früher an Hand der Textfiguren 234 und 235, S. 286, beschriebene eingebaut. Das Vorgelegerad  $Q$  der Trommel sitzt nicht unmittelbar auf seiner Welle, sondern auf der mit doppelgängigem Linksgewinde von  $\sim 60$  mm Steigung versehenen Nabe einer ihrerseits auf die Welle aufgekeilten Scheibe  $U$ , Fig. 3 und 4. Beim Antreiben des Vorgeleges zum Lastheben schraubt sich das Rad  $Q$  gegen die Schraube  $U$  und nimmt dadurch die Trommel mit. Die äussere Sperrradverzahnung der Scheibe  $U$  und eine Sperrklinke  $V$ , Fig. 1, verhindern den selbstthätigen Rücklauf der Seiltrommelräder. Die Sperrklinke  $V$  wird durch einen symmetrischen Gegenarm im Gleichgewicht gehalten, der ausserdem den Ausschlag der Klinke nach rechts beim Lösen des Eingriffs begrenzt. Setzt man das Windentriebwerk durch Umsteuern des Wendegetriebes im Sinne des Lastsenkens in Thätigkeit, so schraubt sich das Stirnrad  $Q$  von der Sperrscheibe  $U$  los, gleichzeitig rückt sich aber auch die Sperrklinke  $V$  selbstthätig aus, die Last beginnt rasch zu sinken, kann aber niemals dem mechanischen Rücktrieb des Räderwerkes voraneilen, denn sobald sie im Begriff ist, das zu thun, schraubt die voreilende Drehung der Lasttrommel die Sperrkupplung wieder zusammen. Um das Klappern der Sperrklinke beim Lastaufwinden zu vermeiden, ist eine Selbstauslösung und Einrückung durch den Drehsinn des Triebwerkes und einfachen Reibungschluss vermittelt.

Hierfür ist ein offener Ring aus Stahldraht frei nur mit natürlicher Klemmspannung in eine halbkreisförmig ausgedrehte Ringnuth des Kranzumfanges hinter den Zähnen des Rades  $Q$ , Fig. 3, eingelegt und mit seinem einen Ende an dem Sperrklinkenhebel befestigt. Der Klemmschluss des kräftig federnden Ringes sucht die Klinke je nach dem Drehsinn des Rades  $Q$  hinter sich her zu ziehen oder vor sich her zu schieben und legt damit die Klinke jederzeit rechtzeitig ein und aus.

Das Laufkatzenfahrwerk wird durch Einrücken der Klauenkupplung  $O$  an das laufende Werk des eingerückten Wendegetriebes  $B$  angeschlossen. In diesem Fall giebt die Welle  $M$  ihre Drehung durch den zu  $O$  gehörigen 15zähligen Ritzel und durch ein 25zähliges Zwischenrad auf das 48zählige Stirnrad der Daumenrollenwelle  $W$ , Fig. 4, ab, die mit zwei Kettennüssen von 153,75 mm Theilkreisdurchmesser die endlosen kalibrierten Zugketten der Laufkatze aufnimmt.

Die Räderübersetzung liefert für die Kettennusswelle

$$42 \cdot \frac{15}{25} \cdot \frac{25}{48} = \frac{42 \cdot 5}{16} \sim 13 \text{ Umdrehungen in der Minute}$$

und damit eine Fahrgeschwindigkeit der Laufkatze von

$$\frac{153,75 \pi \cdot 13}{60} = \sim 105 \text{ mm/sec, d. i. } 6,3 \text{ m/min.}$$

Das Fahrtriebwerk des Krahnwagens wird durch das Wendegetriebe *C* in Thätigkeit gesetzt und von der senkrechten Arbeitspindel desselben durch zwei weitere Kegelräderpaare mit den Zähnezahlen 12 und 22 und 14 und 42, Fig. 1, auf die Laufachse unter dem Elektromotor übertragen, die infolgedessen

$$158 \cdot \frac{32}{32} \cdot \frac{12}{22} \cdot \frac{14}{42} = \frac{2}{11} \cdot 158 \text{ Umdrehungen in der Minute macht}$$

und bei 0,63 m Laufkranzdurchmesser

eine Fahrgeschwindigkeit von  $\frac{0,63 \pi \cdot 2 \cdot 158}{60 \cdot 11} = 0,95 \text{ m/sec}$  oder 57 m/min vermittelt.

Der Krahnkopf wird durch einen Leitwagen mit zwei wagerechten Laufrollen *G*, Fig. 6, von 450 mm Durchmesser geführt und abgestützt, der auf dem oberen Mittelzapfen des drehbaren Gestells centrirt ist und zwischen

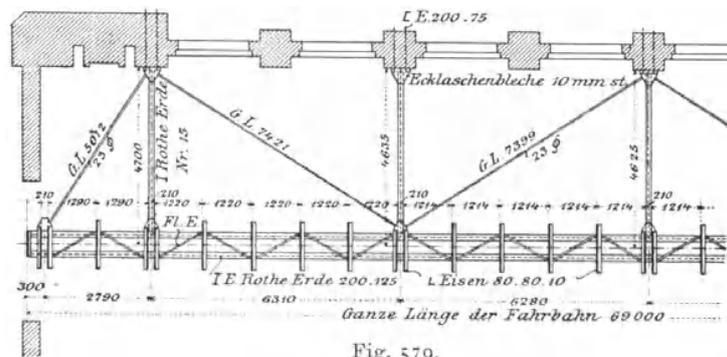


Fig. 579.

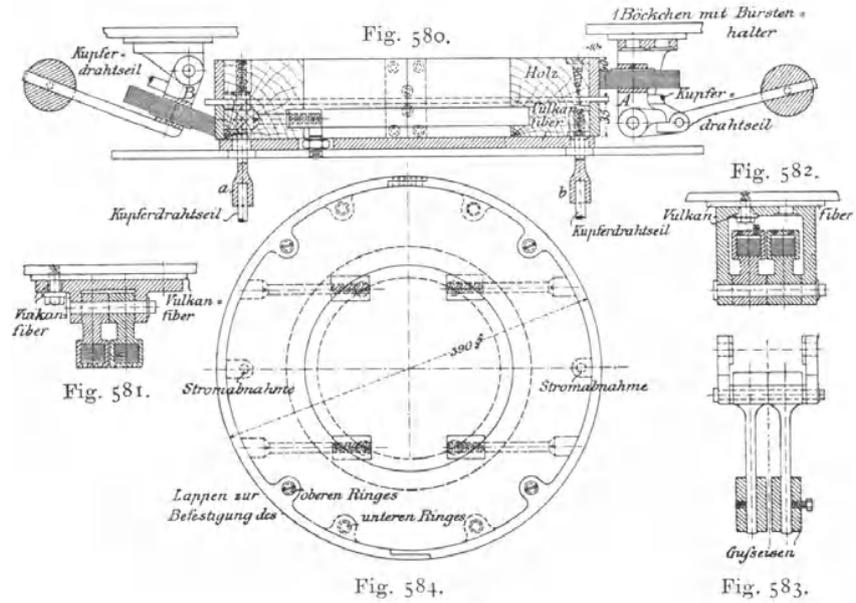
den Stegen zweier miteinander verankerter und gegen die Gebäudekonstruktion verstreber I-Eisen läuft, die den Seitendruck des Kippmomentes aufnehmen. Das Eigengewicht dieses Leitwagens ist durch kleine kegelförmige Laufrollen *F* aufgenommen, die auf den unteren Innenflanschen der I-Eisen laufen.

Die Verstrebung der Kopfleitschienen mit der Gebäudekonstruktion ist in der Textfigur 579 skizzirt.

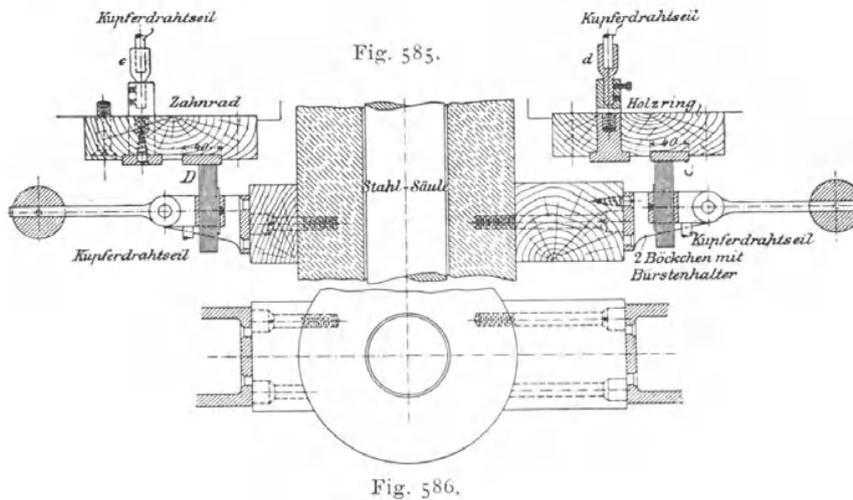
Die Hauptleitungsdrähte *R*, Fig. 1 und 3, Taf. 48, für den Stromkreis sind parallel nebeneinander, dicht über dem Leitwagen, zwischen den I-Eisen gespannt. Von hier wird der Strom durch Schleifkontakte am Leitwagen abgenommen, die, wie in Fig. 1, Taf. 48, skizzirt, von unten durch Spiralfedern gegen die Hauptleitungen angepresst werden. Die weitere Stromleitung am Krahn selbst ist etwas abweichend von den Andeutungen der zusammengestellten Zeichnung nach den Angaben der Gesellschaft Helios in Köln-Ehrenfeld ausgeführt und in grösserem Massstabe durch die Textfiguren 580 bis 586, S. 718, dargestellt.

Der Strom geht von den erwähnten Schleifkontakten zunächst an die Bürstenhalter *A* und *B*, Fig. 580, deren Böcke unten am Leitwagen sitzen, und deren Bürsten gegen die äusseren Umfänge zweier gegeneinander isolirter Kupferringe schleifen, die ihrerseits mit der Kopfplatte des dreh-

baren Krahnobergestells verschraubt sind. Mit dem Schleifring der Bürste *A* steht der Kabelschuh *a*, mit *B*, *b* leitend in Verbindung. Isolierte Kabel am Krahnengerüst verbinden die Klemme *a* mit der Klemme *c* und ebenso *b* mit *d*, Fig. 585. Die Klemmen *c* und *d* bilden den Leitungsanschluss für zwei



horizontale Schleifringe, die unterhalb des Schwenkrades *S* — vergl. Fig. 1, Taf. 48 — auf Holz isolirt angebracht sind. Gegen diese Schleifringe legen sich von unten die Bürsten *C* und *D*, deren an der Krahnssäule gelagerte



Hebel die Leitungsdrähte des Elektromotors aufnehmen, so dass sie den Stromkreis in allen Schwenklagen des Krahnes schliessen.

Alle Bürsten sind durch kleine Gewichtshebel an die zugehörigen Schleifringe angepresst. Die nach dem Vorstehenden gewählte schliessliche Ausführung der Stromleitung bietet der ursprünglich geplanten, in der zu-

sammengestellten Zeichnung des Krahnes auf Taf. 48 skizzirten gegenüber den Vortheil, dass alle Schleifflächen für die Prüfung und Säuberung in einfachster Weise frei zugänglich sind.

Zur Wartung der hochliegenden Triebwerktheile führen an den Seitenwänden des Krahnsäulenmantels zwei Leitern nach oben, die in der Zeichnung fortgelassen sind. Alle Räderwerke am Krahnwagen sind durch Schutzbleche eingemantelt.

#### ξ. Wippkrahne. — Mastenkrahne, Scherenkrahne.

Die Wippkrahne dienen vorzugsweise zum Bemasten, sowie zum Einsetzen und Ausheben von Kesseln und schweren Maschinentheilen für die maschinelle Ausrüstung von Schiffen. Sie werden zu diesem Zweck mit sehr langen, steil gestellten Auslegern ausgeführt, deren wagerechte Drehachse man unmittelbar auf dem Grundmauerwerk lagert. Die Last kann somit bloß in der senkrechten Schwingungsebene der Ausleger bewegt werden und lässt sich horizontal nur durch Verändern der Auslegerneigung versetzen. Der Ausleger wird stets aus zwei nach unten weit auseinander gespreizten Schenkeln hergestellt, die sich erst oben durch einen gemeinsamen Kopfbolzen vereinigen und ausreichende Standsicherheit in der Ebene bieten, welche mit der Drehachse zusammenfällt. Die Ausleger-schenkel werden meist mit Kreisquerschnitt aus einzelnen Blechschnitten durch Nietung hergestellt, mit konischer Verjüngung nach beiden Enden, man findet aber auch kastenförmigen Querschnitt. Für den Fuss- und Kopfabschluss benutzt man Gusseisen, um bequem reichliche Auflagerflächen für die Gelenkbolzen ausbilden zu können. Das Verändern der Auslegerneigung erfolgt bisweilen durch eine Kette, welche vom Auslegerkopf zu einer Winde auf dem Grundmauerwerk führt und durch diese verlängert oder verkürzt wird, für schwere Krahne aber allgemein durch ein stellbares Hinterbein. Im letzteren Fall entspricht die ganze Konstruktion einem Dreibein mit Fussgelenken und einem gemeinsamen Kopfgelenk für die drei oben zusammentreffenden Streben. Ausleger und Hinterbein bewegen sich beim Wechsel der Neigung wie die Schneiden einer Schere gegeneinander, und man pflegt daher diese Bauart kurz als „Scherenkrahn“ zu bezeichnen. Wegen der grossen in Betracht kommenden Lasten findet man meist mehrrollige Flaschenzüge eingeschaltet, deren Zugseil oder Kette dann von einer unten stehenden Trommelwinde aufgenommen wird. Nicht selten sind für verschiedene Laststufen zwei getrennte Flaschenzüge mit verschiedener Übersetzung am Auslegerkopf aufgehängt. Für die Winde wird nur ganz ausnahmsweise Handbetrieb und meist Dampftrieb oder neuerdings elektrischer vorgesehen.

#### Alter Mastenkrahn für Woolwich.

In Fig. 587, S. 720, ist ein älterer für Woolwich ausgeführter Mastenkrahn schematisch skizzirt, der aus einem zweibeinigen Ausleger mit Zugkette zum Verstellen der Auslegerneigung besteht. Ausser der Auslegerwinde ist eine besondere Lastwinde zur Aufnahme der Flaschenzugkette vorhanden und ferner noch eine besondere Spannwinde, deren Kette von der Wasserseite nach dem Auslegerkopf geführt, im wesentlichen nur als Schutzvorkehrung dient, um bei steiler, nahezu senkrechter Auslegerlage und bei Sturmwind das Umkippen nach rückwärts zu verhüten.

Die Lastwinde ist für die grösste Last zu entwerfen, die Auslegerwinde für das grösste Auslegermoment, das in der tiefsten Stellung bei grösster Belastung eintritt.

Bezeichnet  $Q$  die Nutzlast,  
 $G$  das Eigengewicht des Auslegers,  
 $l$  die Auslegerlänge,  
 $\alpha$  den Neigungswinkel des Auslegers gegen das Loth,  
 $\beta$  den Winkel zwischen Ausleger und Auslegerwindenkette,  
 $Z$  die Spannung der Auslegerwindenkette,

so ist  $Ql \sin \alpha + G \frac{l}{2} \sin \alpha = Zl \sin \beta$

$$Z = \left( Q + \frac{G}{2} \right) \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \dots \dots \dots 444.$$

Der Kettenzug  $Z$  an der Auslegerwinde ist, wie der vorstehende Werth zeigt, von den veränderlichen Winkelgrößen  $\alpha$  und  $\beta$  abhängig.  $Z$  erreicht

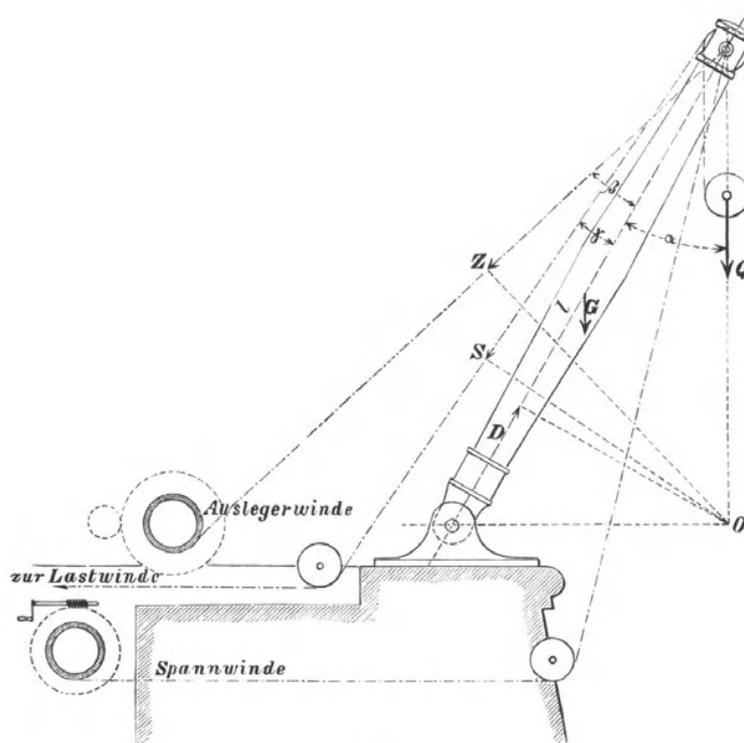


Fig. 587.

in jedem einzelnen Konstruktionsfall für die tiefste Auslegerstellung seinen grössten Werth, denn hierfür nimmt  $\alpha$  den grössten und  $\beta$  seinen kleinsten Werth an.

Wenn man im Entwurf der Winde die Veränderlichkeit des Widerstandes derart berücksichtigen will, dass die verfügbare Arbeitskraft gleichmässig ausgenutzt wird, d. h. der Kurbeldruck gleich gross bleibt, ist eine Kettentrommel von konoidischer Form anzuwenden, deren Radius für die einzelnen Kettenwindungen in eben dem Masse wächst, wie die Spannung der Kette abnimmt. Diese Aufgabe wird S. 740 u. f. behandelt. Meist begnügt man sich mit einer einfachen, cylindrischen Trommel.

Zur Berechnung des Drucks im Ausleger führen wir noch nachfolgende Bezeichnungen ein:

Es sei  $D$  der Druck in der Mittellinie des Auslegers,  
 $G$  das Auslegereigengewicht,  
 $S$  die Spannung der Lastkette hinter dem Ausleger,  
 $\gamma$  der Winkel zwischen Lastkette und Auslegermittellinie.

Wenn man wiederum von der Spannung der Sicherheitskette absieht, ist nach den allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen für eine durch den Punkt  $O$  gelegte Momentenachse

$$Dl \cos \alpha \sin \alpha = G \frac{l}{2} \sin \alpha + Sl \cos \alpha \sin (\alpha + \gamma) + Zl \cos \alpha \sin (\alpha + \beta),$$

$$\text{mithin } D = \frac{G}{2 \cos \alpha} + \frac{S \sin (\alpha + \gamma)}{\sin \alpha} + \frac{Z \sin (\alpha + \beta)}{\sin \alpha},$$

oder nach Einsetzung des obigen Werthes für  $Z$ ,

$$D = \frac{G}{2 \cos \alpha} + \frac{S \sin (\alpha + \gamma)}{\sin \alpha} + \frac{\left(Q + \frac{G}{2}\right) \sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta} \quad \dots \quad \mathbf{445.}$$

Beim Ausrechnen dieser Gleichung, deren grösster Werth zu berücksichtigen ist, lässt sich  $G$  zunächst nur schätzungsweise einführen, und es bedarf daher nöthigenfalls später noch einer Korrekturrechnung. Der Werth von  $S$  bestimmt sich aus dem Flaschenzuge, der zur Kraftumsetzung eingeschaltet ist. Annähernd würde bei  $n$  Rollen  $S = \frac{Q}{n}$  sein.

Der Auslegerdruck  $D$  zerlegt sich nach den Richtungen der beiden Auslegersäulen in zwei Komponenten, deren jede

$$D_1 = \frac{D}{2 \cos \frac{\delta}{2}} \quad \dots \quad \mathbf{446.}$$

ist, falls  $\delta$  den Winkel bezeichnet, den die Auslegersäulenrichtungen miteinander bilden. Beim Berechnen der erforderlichen Auslegerquerschnitte ist zu untersuchen, ob die Knickbelastung oder die resultirende Anstrengung aus dem Druck  $D$  und der Biegung durch das Eigengewicht massgebend ist.

**Mastenkrahn für die Elbbrücke bei Magdeburg.**

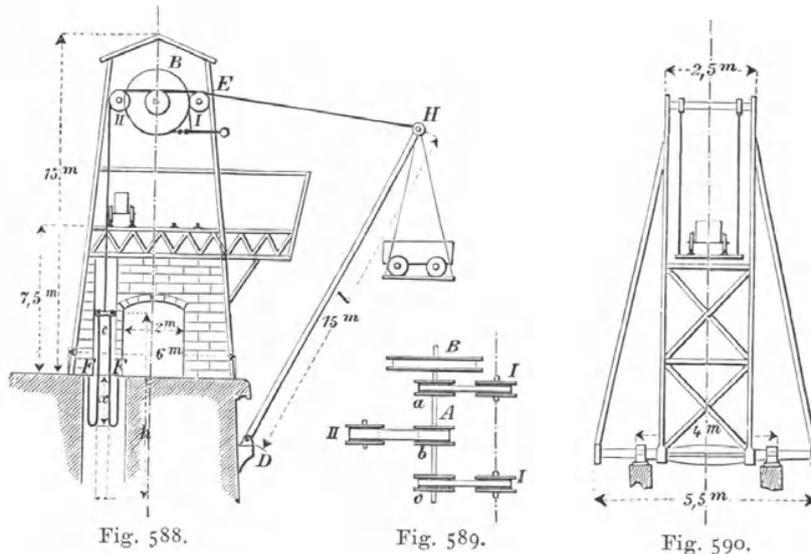
Zum Niederlegen und Aufrichten der Masten gewöhnlicher Flussschiffe bei der Durchfahrt unter festen Strombrücken verzichtet man, im Hinblick auf die wenig verschiedene Breite solcher Schiffe, auf die Beweglichkeit des Mastenkrahnauslegers und überlässt es der Geschicklichkeit des Steuer-manns, das Schiff in die geeignete Lage unter den Krahn zu bringen. Derartige Krahne sind stets doppelt aufzustellen, einer vor, der andere hinter der Brücke, um den Mast vor der Durchfahrt auszuheben und niederzulegen und, nachdem das Schiff die Brücke passirt hat, wieder aufzunehmen und einzusetzen. Die auf Taf. 49 in Fig. 1 bis 9 gezeichnete Ausführung für die Eisenbahnbrücke bei Magdeburg über die Elbe ist ein Zwilling-skrahn, für zwei nebeneinander liegende Durchfahrten berechnet, so dass gleichzeitig ein stromauf und stromab fahrendes Schiff bedient werden können. Die Krahnausleger werden durch Zugstangen in ihrer Stellung gehalten. Der Raum zwischen den Auslegerfüssen ist zum Schutz für die Krahnwärter und die Winden überdacht und für den Zweck eine leichte Gerüstkonstruktion aufgestellt, die auch mit Schutzwänden bekleidet werden kann. Die Auslegerkopffrollen liegen ungefähr 20,5 m über dem höchsten Wasserstande für eine freie Hubhöhe von 18,8 m, bei 3,76 m Ausladung.

Als grösste Betriebsbelastung sind 5000 kg angenommen. Die zugehörigen Winden haben dreifaches Vorgelege.\*)

### Senkwippe für Kohlenwagen.

Zu den Wippkrahnen gehören schliesslich auch noch die in England mit dem Namen Drops bezeichneten Vorrichtungen, durch welche Kohlenwagen zum Zweck der Entleerung in Seeschiffe von der Quaibahn zum Schiff hinabgesenkt werden. Die Skizze einer solchen Anlage geben die Figuren 588 bis 590.

Das Maschinenwerk ist in einem hölzernen Thurm untergebracht, dessen steinerner Pfeilerunterbau sich an die Quaibahn für die Anfahrt der Kohlenwagen anschliesst. Die Wagen werden, nachdem sie durch eine Drehscheibe gewendet sind, auf den Altan und von hier auf die schwebende Förderschale geschoben, welche, wie Fig. 590 erkennen lässt, an dem Querhaupt eines scherenförmigen Wippbaums hängt und mit diesem auf- und nieder-



steigt. Die Konsollager für die Drehachse des Wippbaums sind mit dem Quaimauerwerk verankert. Beim Senken wirkt die Belastung der Förderschale als Betriebskraft, während die Wippe, nachdem der Wagen entleert ist, durch ein Gegengewicht zurückschwingt. Die abwechselnde Wirkung wird durch eine gemeinsame Welle A, Fig. 589, mit drei Trommeln a, b und c erzielt. Die beiden äusseren Trommeln a und c nehmen die Drahtgurte auf, welche an die Kopftraverse des Wippbaums angeschlossen sind, um ihn zu senken und zurückzuholen; auf die mittlere Trommel, von gleicher Grösse, wie die beiden anderen, wickelt sich der Gurt für die Gegengewichtsbelastung.

Die mit I bezeichneten Rollen sind Leitrollen für die Wippbaumgurte, II ist die entsprechende Leitrolle für den Gegengewichtsgurt. Auf der Hauptwelle A sitzt eine Bremscheibe B zum Regeln der Geschwindigkeit. Die Bremse ist als Differential-Lüftbremse ausgeführt.

Da die Zugkraft der Wippbaumgurte durch die Zunahme des statischen

\*) Weiteres Material mit zahlreichen Skizzen enthält der Aufsatz von Mehrtens. Die Mastenkrane der Wechselbrücken in Dirschau, Marienburg und Fordon. Z. d. V. d. Ing. 1894, S. 1471.

Momentes der Last während des Senkens stetig wächst, ist eine entsprechende Vergrößerung der Gegengewichtswirkung wünschenswerth, um den Bremshebel möglichst gleichmässig anpressen zu können.

Die Veränderlichkeit des Gegengewichts ist durch eine Poncelet'sche Doppelkette vermittelt. Die Enden der Belastungsketten sind, wie in Fig. 588 angedeutet, einerseits in den Punkten  $FF$  befestigt, andererseits an eine Traverse angeschlossen, die mit dem Gegengewichtsgurt auf- und niedersteigt. In der tiefsten Stellung der Traverse wird das ganze Gewicht der Ketten durch die Befestigungspunkte  $F$  aufgenommen, bei der höchsten Lage wirkt umgekehrt das ganze Kettengewicht als Belastung auf die Traverse. In den Zwischenstellungen nimmt das Gegengewicht zu oder ab, je nachdem sich der tragende Gurt auf- oder abwickelt, und vermittelt den Ausgleich der veränderlichen Wippbaumkraft.

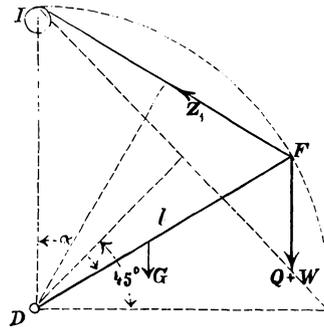


Fig. 591.

- Bezeichnet  $Q$  das Gewicht der Wagenbelastung,
- $W$  das Eigengewicht des Wagens und der Förderschale,
- $G$  das Eigengewicht des Wippbaums,
- $l$  die Wippbaumlänge,
- $\frac{l}{n}$  den Abstand des Wippbaumschwerpunktes von der Drehachse ( $n$  annähernd = 2),
- $Z_1$  die Spannung in den Wippbaumgurtenden beim Senken mit vollbelasteter Förderschale,
- $Z_2$  die Spannung in den Wippbaumgurtenden beim Zurückschwingen mit entleertem Wagen,

so ist, falls der Scheitelpunkt der Leitrolle  $I$  in den Endpunkt der senkrechten Wippbaumstellung fällt, für eine Abweichung des Baumes um den Winkel  $\alpha$  aus dem Loth nach Fig. 591

$$Z_1 l \cos \frac{\alpha}{2} = (Q + W) l \sin \alpha + G \frac{l}{n} \sin \alpha, \quad Z_1 = \left( Q + W + \frac{G}{n} \right) \frac{\sin \alpha}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

$$Z_1 = 2 \left( Q + W + \frac{G}{n} \right) \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots \mathbf{447.}$$

und dementsprechend  $Z_2 = 2 \left( W + \frac{G}{n} \right) \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots \mathbf{448.}$

Da die Wippbaumgurtenspannungen beim Auf- und Niedersteigen für denselben Ausschlagwinkel verschieden sind, lässt sich ein vollkommener Ausgleich durch das veränderliche Gegengewicht der Poncelet'schen Kette nicht ermöglichen. Man muss sich darauf beschränken, das Gegengewicht so zu bestimmen, dass es jedesmal dem arithmetischen Mittel aus den beiden verschiedenen Werthen entspricht, d. h.  $= \frac{Z_1 + Z_2}{2}$  wird. Hierbei bleibt der erforderliche Antrieb für die Bewegungen der Senkwippe gesichert.

- Bezeichnet  $h$  die Länge jeder der beiden Gegengewichtsketten,
- $\gamma$  das Gewicht ihrer Längeneinheit,
- $x$  die Kettentrümlänge vom Aufhängepunkt  $F$  bis zum tiefsten Punkt der Kettenlinien beim Ausschlagwinkel  $\alpha$  des Wippbaumes,

so ist die Länge der Belastungstrecken, welche auf die Gurtspannung

wirken,  $h - x$ , und demnach die dem Ausschlagwinkel  $\alpha$  entsprechende Gegengewichtsbelastung durch beide Ketten  $2\gamma(h - x)$ .

Es ist daher für den mittleren Ausgleich die Bedingung zu erfüllen

$$2\gamma(h - x) = \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \left(Q + 2W + \frac{2G}{n}\right) \sin \frac{\alpha}{2} \quad \dots \quad 449.$$

Setzt man als theoretische Grenzlagen des Wippbaumes die senkrechte und die wagerechte Lage voraus — in der Ausführung bewegt sich der Wippbaum thatsächlich nur innerhalb eines etwas kleineren Ausschlagwinkels — und bestimmt die Länge der Gegengewichtsketten und die Gurtlänge derart, dass für  $\alpha = 0$ ,  $x = h$  ist, d. h. die ganze Kettenlänge an den Befestigungspunkten  $F$  hängt, und für  $\alpha = 90^\circ$ ,  $x = 0$  wird, d. h. die ganze Kettenlänge nach oben gezogen ist, so ergibt sich, bei gleichen Trommeldurchmessern, für den Gegengewichtsgurt und für die Wippbaumgurte  $2h = 2l \sin 45^\circ$

$$h = 0,707l \quad \dots \quad 450.$$

denn die Gesamtverkürzung des Gegengewichtsgurtes beträgt unter den gemachten Annahmen  $2h$ , und andererseits muss sich bei gleichen Trommeldurchmessern dieselbe Gurtlänge von den Wippbaumtrommeln abwickeln, welche sich auf die Gegengewichtstrommel aufwindet.

Für  $x = 0$  folgt aus Gleichung 449 für den gleichzeitigen Werth  $\alpha = 90^\circ$

$$\gamma = \left(Q + 2W + \frac{2G}{n}\right) \frac{0,707}{2h},$$

also nach Gl. 450 
$$\gamma = \frac{Q + 2W + \frac{2G}{n}}{2l}$$

$$\text{oder } \gamma = \left(\frac{Q}{2} + W + \frac{G}{n}\right) \frac{1}{l} \quad \dots \quad 451.$$

Die Poncelet'sche Kette wird mit gusseisernen Laschenklötzen nach Art der Gelenkketten ausgeführt, um das erforderliche Gewicht zu erzielen.

Der Antrieb der Bremswelle durch die Last, welcher durch die Bremse vernichtet werden muss, ist im Umfange der Gurttrommeln gleich der Differenz aus der gleichzeitigen Spannung der Wippbaumgurte und der Spannung des Gegengewichtsgurtes.

Für  $\alpha = 90^\circ$  folgt aus Gleichung 447

$$Z_{1 \max} = 2 \left(Q + W + \frac{G}{n}\right) \sin 45^\circ = 2 \left(Q + W + \frac{G}{n}\right) 0,707.$$

Für dieselbe Auslegerstellung bestimmt sich das Gewicht des in entgegengesetzter Richtung wirkenden Gegengewichts aus Gleichung 449, da

$$\text{für } \alpha = 90^\circ \quad x = 0, \quad 2\gamma h = \left(Q + 2W + \frac{2G}{n}\right) 0,707,$$

folglich die Umfangskraft an der Gurttrommel  $U = Z_{1 \max} - 2\gamma h = 0,707 Q$ .

Bezeichnet schliesslich  $r$  den Halbmesser der Gurttrommel,

$R$  den Halbmesser der Brems Scheibe,

$P$  den Bremswiderstand, im Umfange der Brems Scheibe, so ist

$$P = \frac{U r}{R} = \frac{0,707 Q \cdot r}{R} \quad \dots \quad 452.$$

#### Wippkrahne mit Hinterbein — Scherenkrahne.

Die Wippkrahne mit Hinterbein, die sogenannten Scherenkrahne, haben den früher besprochenen Mastenkränen mit Auslegerwindenkettens gegenüber

den Vortheil, dass sie wesentlich standsicherer sind, und dass vor allem auch der Ausleger über die senkrechte Stellung nach hinten bewegt werden kann, weil sich das Hinterbein für die auftretende Stützkraft hinreichend widerstandsfähig ausführen lässt. Hierdurch wird es möglich, das Arbeitsfeld zu vergrössern. Das Hinterbein kann, wie aus den nachfolgenden Beispielen erhellt, in verschiedener Weise durch Schraubenspindeln verstellt werden.

**Scherenkrahne mit wagerechter Gleitbahn für das Hinterbein.**

Der in den Figuren 592 bis 595 skizzierte Scherenkrahn für das Arsenal in Pola liefert ein Beispiel für die veränderliche Auslegerneigung zum

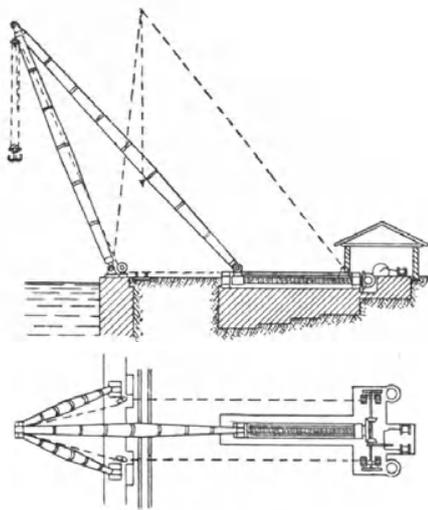


Fig. 592.

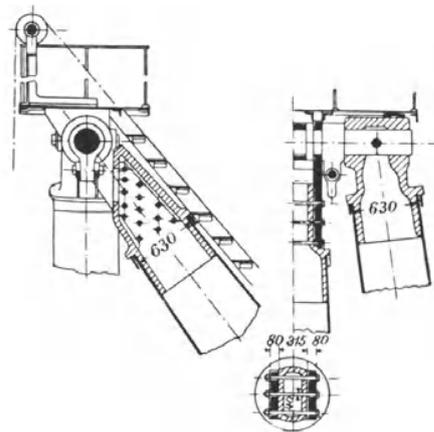


Fig. 593.

horizontalen Versetzen der Last mit wagerechter Schlittenbahn für den Fuss des Hinterbeines, der von einer Dampfmaschine durch eine mittelst Kammzapfen abgestützte, zwischen der Gleitbahn gelagerte Schraubenspindel verschoben wird. \*) Die Bauart erfordert eine sehr lange

Führungsbahn und Schubspindel, sowie ausgedehnte Fundamente mit zahlreichen, kräftigen Ankern zur Auf-

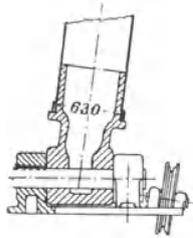


Fig. 594.

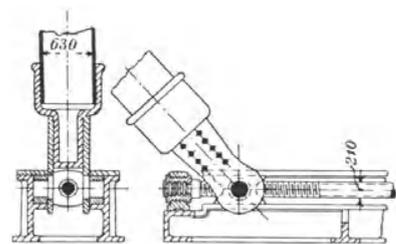


Fig. 595.

nahme der aufwärts gerichteten Zugkomponenten des Hinterbeines für alle nach vorn geneigten Auslegerstellungen. Der Krahn ist mit 60 t Tragkraft gebaut und hat von dem Fusslager des Auslegers nach der Wasserseite 12,2, nach der Landseite 3,8 m grösste Ausladung für 16 m horizontalen Lastweg und annähernd 34 m grösster Höhe des Auslegerkopfes über dem Quai bei senkrechter Auslegerstellung. Fig. 594 u. 595 veranschaulichen die Krahnfüsse. \*\*)

\*) Riedler, Exkursionsbericht.

\*\*) Vergl. die Beschreibung und Skizzen eines 120 t Scherenkrahnes von Gebr. Thomson in Glasgow mit 22,25 m langer Spindel von 248 mm äusserem und 216 mm

### Scherenkrahn mit veränderlicher Hinterbeinlänge.

Die Länge der Stellspindel lässt sich wesentlich verkürzen, wenn man die Spindel in der Richtung des Hinterbeins nach der Skizze, Fig. 596, anordnet und durch sie die Länge des Hinterbeins für die wechselnde Auslegerneigung verändert. Hierbei wird die Spindel, wie aus Fig. 597, S. 727, genauer ersichtlich, am unteren Ende durch ein Kammzapfenlager drehbar abgestützt, das mit zwei seitlichen Schildzapfen in kräftigen Stehlagern auf dem Grundmauerwerk ruht. Die Zeichnung lässt ausserdem den für die wechselnden Neigungen gewählten Antrieb der Schraube durch Kegelzahnräder erkennen, von denen das eine auf der Spindel selbst, das andere auf einer dazu senkrechten Welle eingebaut ist, deren Achse mit der Schild-

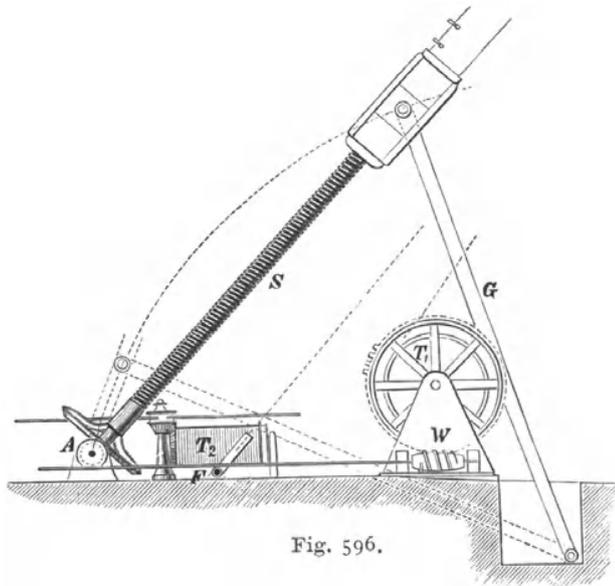


Fig. 596.

zapfenachse zusammenfällt. Die Spindelmutter ist in das untere Ende des Hinterbeins eingesetzt und wird an zwei vorstehenden Schildzapfen durch einen Gegenlenker *G*, Fig. 596, erfasst, um die Spindel bei der Knickbelastung gegen schiefen Druck zu schützen. Die Schildzapfen beschreiben, während sich das Hinterbein verkürzt, unter der Voraussetzung, dass die Spindelachse ständig mit der Beinachse zusammenfällt, eine Kurve, Fig. 598, die sich ziemlich genau durch einen Kreisbogen ersetzen lässt, dessen

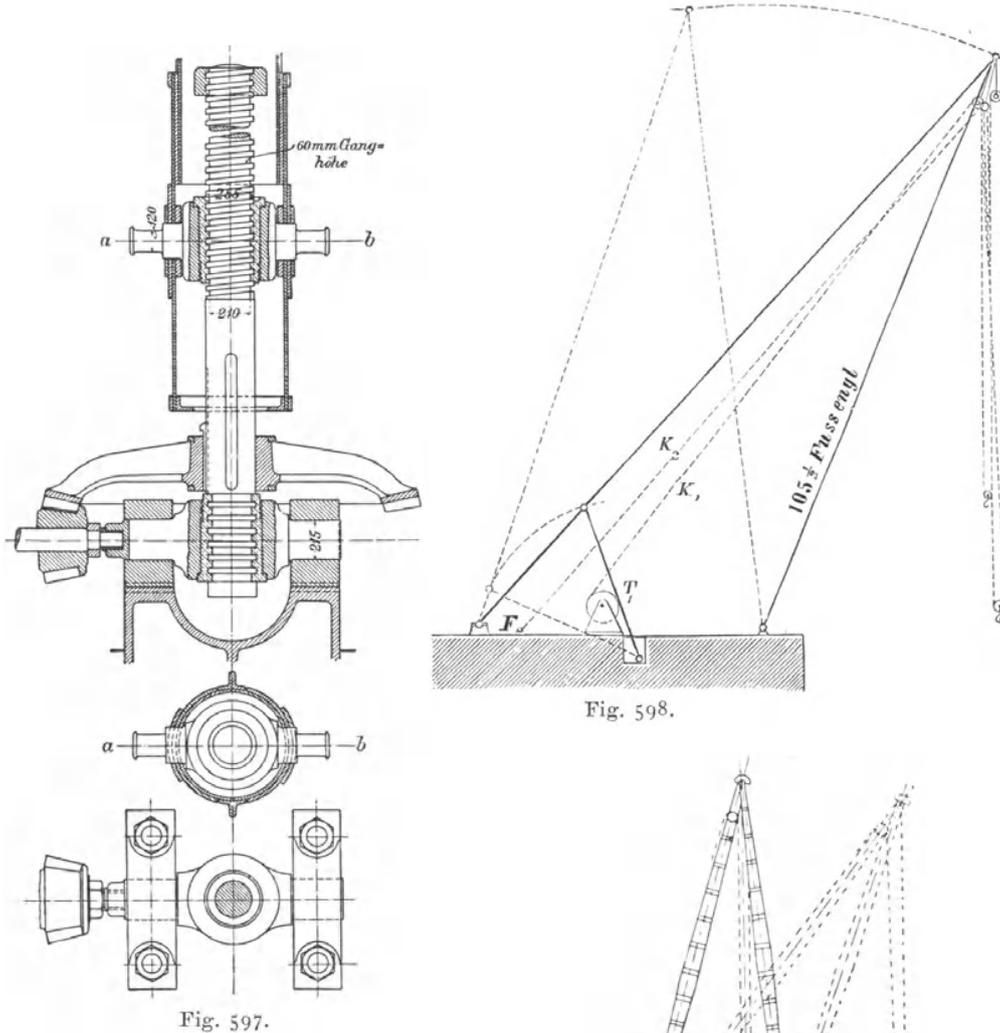
Krümmung und Lage für die Wahl der Länge und des Drehpunktes des Gegenlenkers massgebend sind. Waltjen in Bremen hat für einen in Wilhelmshaven erbauten Scherenkrahn, wie in Fig. 596 angedeutet, zum Ausgleich zwischen der angenäherten und der genauen Führungsbahn am unteren Ende des Hinterbeins seitlich kurze Schlittenbahnen für Kulissensteine eingeschaltet und den Gegenlenker mit diesen in Verbindung gesetzt. Die Füsse des Gegenlenkers werden, ähnlich wie die Auslegerbäume, nach unten weit auseinander gespreizt, um seitliche Kippmomente, die durch Winddruck gegen den Krahn auftreten, durch genügenden Abstand der Fusslager der Gegenlenkerschwinge günstig abzufangen.

Häufiger als Gegenlenker findet man feste Führungsböcke mit geneigter Gleitbahn für den Fuss des beweglichen Hinterbeines angewendet und die Stellspindel auf diesem Führungsbock festgelagert. So wählt Clark die in Fig. 599 skizzierte Bauart, bei der die Spindelmutter mit ihren Schildzapfen von einer Fussgabel des Krahnhinterbeins erfasst wird und in dem schrägen Bock auf- und niedergleitet, während der Antrieb der Schraube durch ein

Kerndurchmesser, Engineering, December 1888, S. 629, sowie eines zweiten, noch etwas grosseren von der Fairfield Shipbuilding and Engineering Co. zu Govan aufgestellten Krahn für 130 t mit 21 m langer Fussspindel und 250 mm Durchmesser. Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 1131 nach Engineering 1890, S. 336.

Schneckentriebwerk von oben unmittelbar durch eine in den Bock eingebaute Dampfmaschine vermittelt ist. \*)

Statt einer Spindel kann man auch zwei anwenden und diese zu beiden Seiten des Hinterbeinfusses an einem gemeinsamen Kreuzkopf an-



greifen lassen, dessen Gleitschuhe in dem Führungsbock laufen, und der mit zwei Muttern für die beiden Schrauben ausgerüstet wird. Die Zwillingsspindeln sind dann durch Kegelpaare oder durch Schneckentriebwerke von einer gemeinsamen Vorgelegewelle unterhalb des Führungsbockes anzutreiben.

\*) Riedler, Exkursionsbericht, Skizze 71. In ähnlicher Bauart, aber mit Ersatz der Schraube durch einen Druckwassercylinder und mit hydraulischem Hebewerk für die Last ist 1901 ein 120 t-Scherenkrahn in Havre aufgestellt. 40 m Kopfhöhe, 9 m Ausladung über Quaikante, 11 m Lastweg über Quai landwärts und 16 m Hub. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1833 mit Fig. 1 bis 3, S. 1832.

Schliesslich findet man auch statt der Kreuzköpfe für den Hinterbeinfuss mit einfachen Gleitschuhen und gerader schrägaufsteigender Führungsbahn, Kreuzköpfe mit Rollenführung auf einem Bock, dessen Führungsbahn der Kurve des Hinterbeinfusses für den Fall entspricht, dass die Beinachse und die Spindelachse für alle Auslegerstellungen zusammenfallen. \*)

**Neuere Scherenkrahne der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman.**

Allen vorstehenden Konstruktionen haftet ausser der langsamen und auf die Wippebene beschränkten Arbeitsweise der Scherenkrahne noch der weitere Nachtheil der bisher üblichen, aber fehlerhaften Aufstellung, hart an der Quaikante, an, denn hierbei müssen die Lasten am Lande hinter den Füßen der beiden vorderen Streben aufgenommen und zwischen ihnen nach aussen vorgeschwenkt werden. Die Abmessungen der Last- und Montirungstücke sind daher von der Spreizweite der Streben abhängig, die sich zudem noch nach oben stetig verjüngt. Einzelne Werftarbeiten, wie das Überheben von sehr langen Werkstücken, Masten und Kaminen gestalten sich sehr umständlich, bisweilen sogar überhaupt mit einfachen

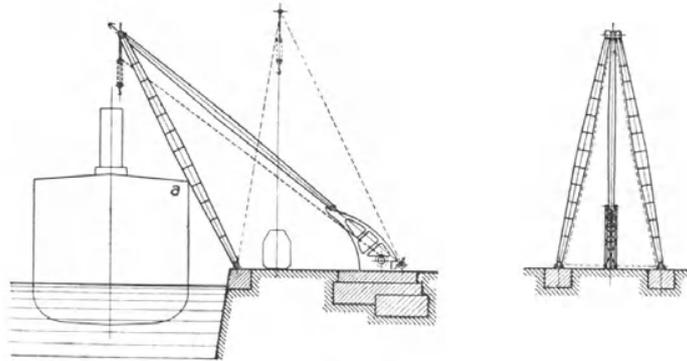


Fig. 600.

Scherenkrane bei der hergebrachten Aufstellung unausführbar. Die Abstützung der vorderen Kranstreben auf der Quaikante gewährt zwar unter sonst gleichen Verhältnissen die grösste Ausladung über Wasser, übersieht aber, dass praktisch allein die nutzbare Ausladung über Deck nach Höhe und Weite in Betracht kommt und dass hierfür nach Skizze, Fig. 600, die Höhe der Bordkante *a* des vorgelagerten Schiffes neben der Strebenhöhe von massgebendem Einfluss ist. Man erkennt ohne weiteres aus der Skizze, dass im vorliegenden Fall das Schiff in einiger Entfernung vom Ufer liegen muss, um das Deck mit dem Krahnshnabel bis zur Mitte zu beherrschen, und dass die nutzbare Ausladung abnimmt, wenn die Höhe von *a* über dem Krahnfusslager auf der Quaikante wächst. Andererseits ist ersichtlich, dass von der nutzbaren Ausladung nichts verloren geht, wenn man die Krahnfüsse auf der Quaimauer zurückrückt, bis das vorgelagerte Schiff in

\*) L. Franzius, Neue Hafenanlagen zu Bremen 1889, S. 68 und Fig. 5, Bl. 9. Weitere Konstruktionen siehe: Dingler, Mai 1894, S. 103 u. f. „Neuere Scherenkrahne“, Engineering, Dec. 1896, S. 798, 125 t Hydraulic Sheerlegs at Sparrow's Point Baltimore, und Engineer, Juni 1897, S. 624, 90 t Sheers, Haulbowl Dockyard, von Day, Summers & Co. Southampton. Von deutschen Fabriken hat vor allem Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr zuerst den Bau von Scherenkrane in grösserem Massstabe aufgenommen und eine ganze Reihe von Ausführungen geliefert, darunter einen 80 t-Krahn für Amsterdam. Siehe Engineering, Februar 1881, S. 192 u. 193. Der Aufsatz enthält Vergleiche über die Spindellänge bei verschiedener Bauart.

gleicher Berührungslage der Bordkante *a* mit den vorderen Krahnstreben mit seinem Rumpf an die Quaimauer gelangt.

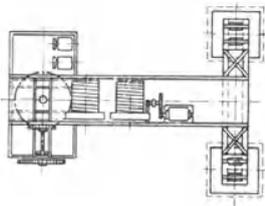
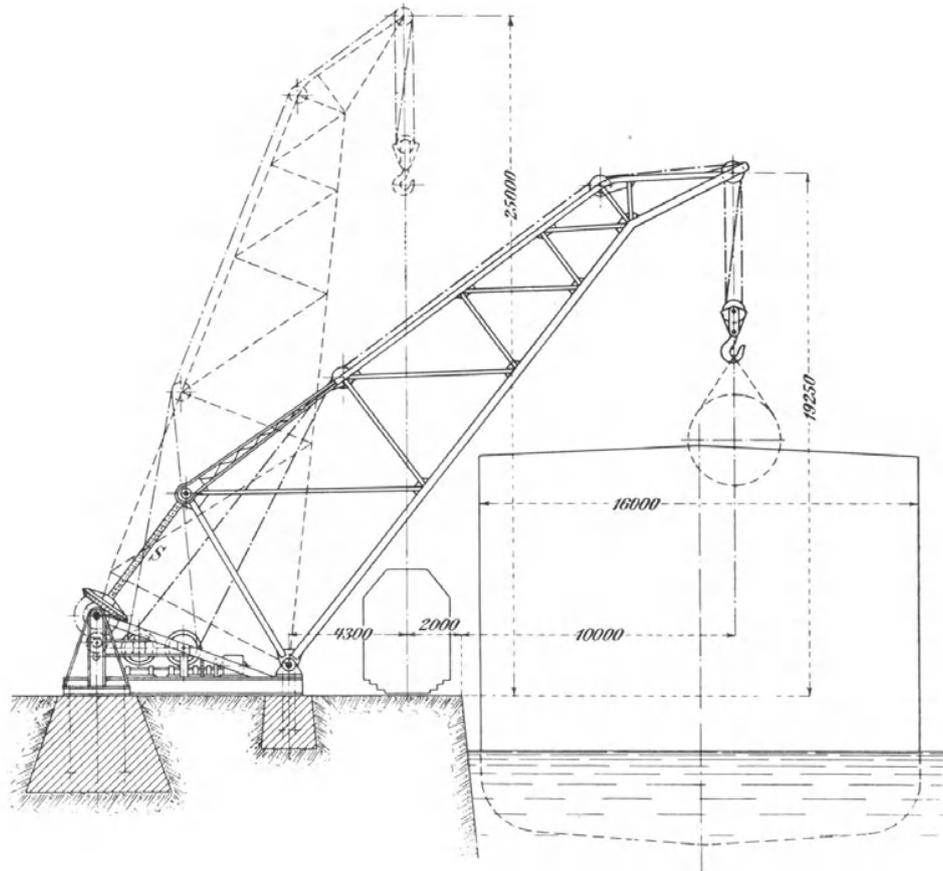
Man gewinnt aber durch diese veränderte Aufstellung den Uferstreifen vor den Krahnfüssen für ein Schienengeleise oder als Lagerplatz, erleichtert den Verkehr zwischen Quai und Schiff und kann ausserdem nunmehr Lasten von beliebiger Länge aufnehmen und überheben, weil sie nicht mehr zwischen den Krahnfüssen durch zu schwenken sind, sondern frei vor der Krahnbrust in die Höhe gezogen werden.

Diese Gesichtspunkte sind erst neuerdings von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals Bechem & Keetman in ihrer Druckschrift „Werftkrahne 1902“ klar gelegt und bei der Ausbildung einer neuen Form von Scherenkrahnen verwerthet.

**Scherenkrahn mit Fachwerkkippsausleger von Bechem & Keetman.**

D. R. P. a.

Die weitere Verbesserung der Duisburger Bauart besteht in dem Ersatz



der einfachen Streben mit langem Hinterbein durch ein vollständiges Fachwerk, Fig. 601, das sich mit wesentlich geringerem Materialaufwand, also geringerem Eigengewicht, und auch billiger herstellen lässt, durch gebrochene Auskrägung des Krahnsehnsbels eine grössere nutzbare Ausladung im Ver-

hältniss zur Krahnhöhe ermöglicht und schliesslich die Stellspindel *S* der Auslegerneigung durch Gelenke an beiden Endpunkten als letzte Zugstrebe in den ganzen Dreieckverband einzufügen gestattet, so dass Gegenlenker oder Führungsböcke von selbst fortfallen und die Schraubenspindel in einfachster Weise nur auf Zug beansprucht wird. Die Skizze entspricht dem Entwurf eines Krahnes für 60 t Tragfähigkeit.

In dieser zum D. R. P. angemeldeten Form gewinnen die Scherenkrahne wieder an Bedeutung, weil ihre Gebrauchsfähigkeit nicht unerheblich gesteigert wird und die alten Vorzüge verhältnissmässig einfacher Konstruktion und grosser Stabilität bei ihrer Verwendung als Werftkrahne einen gewissen Ausgleich für ihre langsame Arbeitsweise bieten. Auch ist im Auge zu behalten, dass die Wippbewegung zum Lastheben, mit dem schwerfälligen Verfahren, beim Wechsel des Arbeitsplatzes das Schiff unter dem Krahn zu verholen, wenigstens den Vortheil bietet, dass mit dem Scherenkrahn Lasten zwischen den Schiffaufbauten eingesetzt und aufgenommen werden können, ohne dass der Krahn unbedingt die höchsten Spitzen der Aufbauten überragt.

Vielseitiger in der Arbeitsfähigkeit bleiben freilich die Drehkrahne, und für Werftarbeiten insbesondere ist die Verbindung der Drehbarkeit mit Wippauslegern empfehlenswerth, wenn man nicht zu den noch kostspieligeren Thurmkrahnen mit Laufkatze übergeht, die nur in den Riessenabmessungen verwendbar sind, mit denen sie die höchsten Spitzen der zu bedienenden Schiffe in freier Schwenkbahn überragen.

Auch im Vergleich mit diesen bieten die Krahne mit Wippausleger noch in gewissen Fällen, vor allem beim Einsetzen von Masten, Vortheile.

#### **Portaldrehkrahn mit Wippausleger, Tragfähigkeit 50 t, grösste Ausladung 29,28 m.**

Für die Werft von Blohm & Voss in Hamburg von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman.

Die Grösse des Arbeitsfeldes und die Vielseitigkeit der Gebrauchsfähigkeit für die Bedürfnisse der Werften wird am weitesten gesteigert, wenn man den Wippausleger mit dem ganzen Maschinenwerk auf die Drehscheibe eines Portalkrahnes setzt, Fig. 602 und 603, S. 732.

Der Portalunterbau überspannt zwei Schienengeleise. Die Querseiten des Portaljoches sind vollwandig, Wasserfront und Rückseite in gefälligem Gitterwerk ausgeführt. Die schiffseitig gelegene Treppe erleichtert durch Auftritte in verschiedenen Höhen den Verkehr zwischen Quai und Deck bei wechselndem Wasserstande.

Die Krahdrehscheibe ist durch einen Königzapfen centrirt und läuft mit 8 Rädern aus Stahlformguss, die zu je zweien durch einen Balancier für gleichmässige Lastvertheilung vereinigt sind, auf einem Stahlgussring mit eingelegter Stahlschiene.

Das Hubwerk besteht aus zwei getrennten Winden für Lasten bis 8 und 50 t mit je zwei Trommeln und gemeinsamem Motor, der nach Bedarf nur die kleine Winde antreibt oder mit der grossen gekuppelt werden kann.

Die kleine Last hängt an 2 Seilsträngen am verlängerten, stark verjüngten schmalen Auslegerschnabel, die grössere am Kopf der breiter gehaltenen Hauptauslegerverstrebung an 8 Seilsträngen. Die lose Rolle der kleinen Last dient nur als Ausgleichrolle des doppeltrümmigen Lastseiles, und der Flaschenzug der grossen beschränkt die Übersetzung auf 1:4, weil in beiden Fällen die Seilenden von den zugehörigen Doppeltrümmeln gleichzeitig angezogen werden.

Die Motorwelle treibt die Doppeltrümmeln der kleinen Winde durch ein Zwillings-Schneckengetriebe mit Rechts- und Linksgewinde in entgegengesetzter Richtung an und sichert hierdurch die selbstthätige, vollkommen

gleichmässige Kraftvertheilung auf beide Schnecken unter gleichzeitiger Beseitigung der Spurzapfenreibung. Die Trommeln der grossen Winde werden durch ein Zwillingen-Wurmgetriebe gleicher Bauart angetrieben; aber zwischen Schnecken- und Motorwelle ist noch eine Stirnräderübersetzung eingeschaltet. Zum wechselweisen Ein- und Ausschalten der grossen und kleinen Winde sind Klauenkupplungen benutzt, die durch ein gemeinsames Hebelgestänge

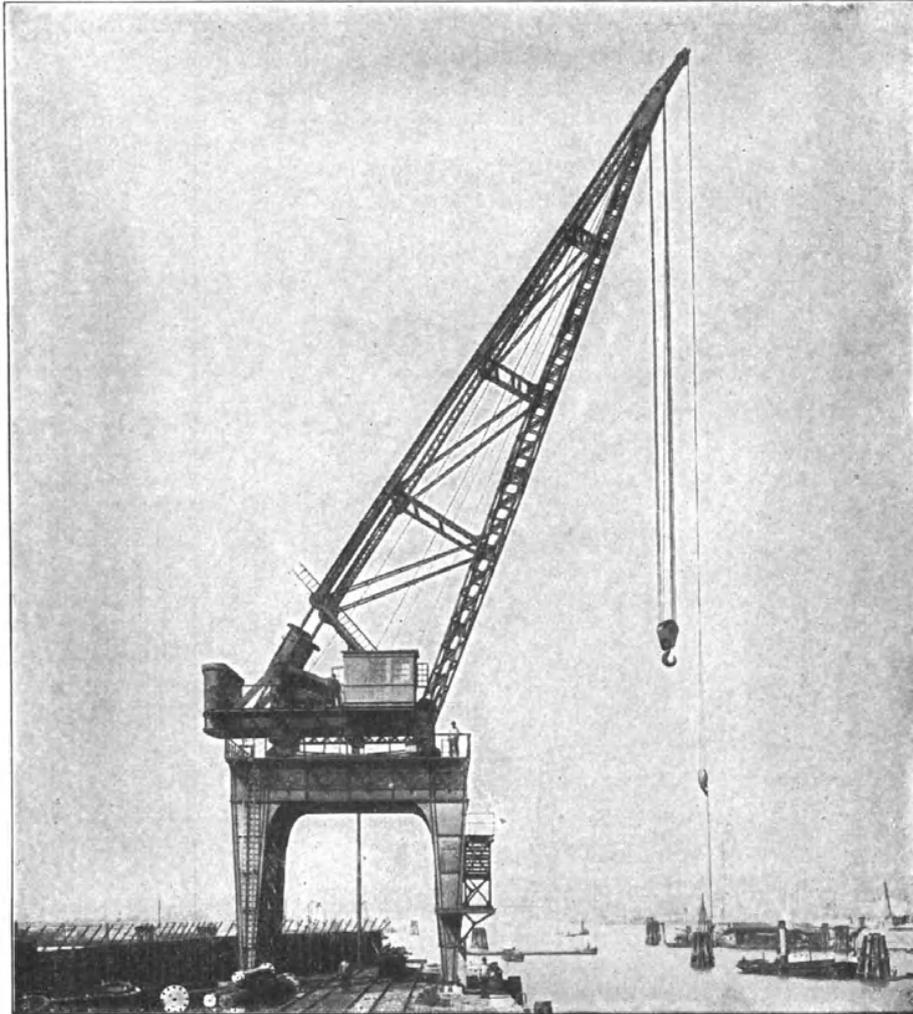


Fig. 602.

mit Schleifringen von einem Handrade aus gesteuert werden. Die eine Klauenscheibe kuppelt beim Vorschieben das benachbarte, lose auf der Motorwelle sitzende Ritzel der Stirnräderübersetzung für die grosse Winde. Die andere greift in den Gegenklauenkopf der Motorwelle ein, die an dieser Stelle endet und dann durch die eingerückte Kupplung in der mehrfach gelagerten Schneckenwelle der kleinen Windentrommeln ihre Fortsetzung findet. Die Bremsscheibe der elektromagnetischen Lüftbremse für das ganze Triebwerk sitzt auf der Ankerwelle des gemeinsamen Motors.\*)

\*) Zeichnungen zu dieser Beschreibung siehe in dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung Z. d. V. d. I. 1902, S. 1658 u. 1659, Fig. 116 bis 118.

Zwischen Last und Geschwindigkeit bestehen bei allgemeiner Steigerung für leichtere Lasten durch den Hauptstrommotor folgende Beziehungen:

a) für den grossen Haken:

50 000 kg bei 18,75 m grösster Ausladung mit 2,1 m Hubgeschwindigkeit in der Minute,

75 000 " bei 18,75 m grösster Ausladung als Probelast,

25 000 " bei 29,3 m grösster Ausladung als Probelast,

leerer Haken mit 50 m Hubgeschwindigkeit in der Minute;

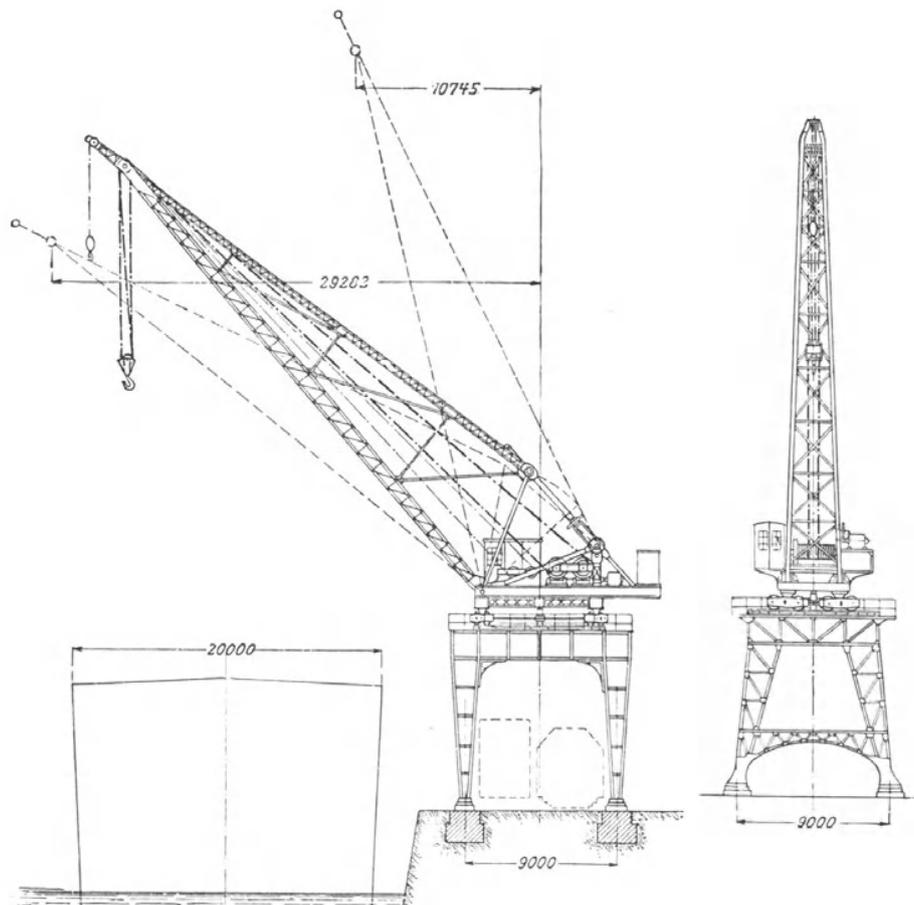


Fig. 603.

b) für den kleinen Haken:

8000 kg bei 31,5 m Hubgeschwindigkeit in der Minute,

leerer Haken mit 40 m Hubgeschwindigkeit in der Minute.

Der Drehmotor liegt vorn auf der Drehscheibe und arbeitet mit einem wagerechten Schneckentriebwerk auf die senkrecht abwärts geführte Welle, deren Ritzel unterhalb der Drehscheibe sich an einem ruhenden, auf dem Kopf des Königzapfens aufgekeilten Stirnrade abwälzt. Eine volle Krahdrehung beansprucht  $2\frac{1}{4}$  Min.

Zum Einziehen und Senken des Auslegers sind zwei Spindeln aus bestem geschmiedeten Stahl mit entgegengesetztem Gewinde eingebaut,

deren Muttern aus Manganbronze am Fussende der Ausleger-Zugstreben sich mit Schildzapfen der veränderlichen Neigung anpassen, während sich auch der Spindelfuss um einen parallelen Zapfen dreht und somit die Spindel auf Zug ohne Biegung beansprucht wird. Die entgegengesetzten Reibungsmomente werden auf den Stirnverband des Auslegers übertragen. Hier vernichten sich die Momente, welche sich bei gleichgerichteten Spindelgewinden addieren und eine Gesamtverdrehung des Auslegers in ihrem Sinne hervorrufen würden.

Der Auslegermotor steht auf einem seitlichen Ausbau des Ausleger-Grundbockes und arbeitet durch ein Stirnrädervorgelege auf eine Querwelle mit Bremsscheibe. Von hier verzweigt sich der Antrieb durch Kegelräderepaare auf die beiden parallelen aufwärts gerichteten Wellen, deren Kopfritzel mit den grossen Spindelrädern in Eingriff stehen.

Das Gitterwerk des Auslegers ist bei reichlicher Sicherheit möglichst leicht gehalten, um das Drehmoment des Winddruckes thunlichst zu beschränken.

### o. Schwimmkrahne.

Die Schwimmkrahne bieten den Vortheil ortsveränderlicher Benutzung und sind für Werften und Seehäfen insbesondere zum Theil in noch höherem Masse als fahrbare Landkrahne werthvoll und unentbehrlich, weil sie die Schiffe unabhängig von den Quaiverhältnissen an beliebiger Ankerstelle auch im freien Wasser bedienen können. Wenn sie trotzdem bisher in verhältnissmässig geringer Zahl verwendet sind, so liegt der Grund wohl nicht allein in den hohen Anschaffungskosten, sondern vielmehr auch in der vernachlässigten Ausbildung wirklich zweckentsprechender Konstruktionen.

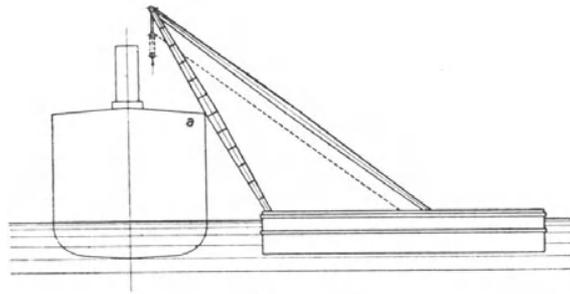


Fig. 604.

Gerade hier ist lange Zeit an der alten Form der Scherenkrahne festgehalten, deren Aufstellung mit den Fusslagern der vorderen Streben an der Bordkante des Pontons, das den Unterbau bildet, die Nachteile der alten Landscherenkrahne noch in verstärkter Masse hervortreten lässt. \*) Bei der geringen Höhe des Pontondecks über dem Wasserspiegel ergiebt sich zwischen der Bordkante *a*, Fig. 604\*\*), des zu bedienenden Schiffes und den Fusslagern der Krahnstreben ein noch grösserer Höhenunterschied, als bei fester Aufstellung an der Quaikante, und damit eine weitergehende Beschränkung der nutzbaren Ausladung, ausserdem aber auch eine ganz

\*) Vergleiche die älteren Ausführungen, Umland, Praktischer Maschinenkonstrukteur 1873, S. 358, 1876, S. 324; ferner Umland, Hebeapparate 1883, S. 179 u. f., Z. d. V. deutscher Ing. 1882, Taf. XXXVI, 40 t-Krahn für Stettin, Glasers Annalen 1885, S. 28, Engineering, August 1897, S. 193, Schwimmkrahn für 60 t von Day, Summers & Co., Southampton, ferner Schwimmkrahn für den Hafen von Santos mit 80 t Tragfähigkeit, erbaut von der holländischen Firma Koninklijke Nederlandsche Grossmedery, Engineering 9. Aug. 1901, S. 182 und daraus, Z. d. V. d. I. 1901, S. 1432, sowie schliesslich Schwimmkrahn für 80 t von der Gutehoffnungshütte für den Hafen von Rio de Janeiro in Stahl und Eisen 1901, S. 1237.

\*\*) Bechem & Keetman „Werftkrahne 1902“.

besonders ungünstige Lastvertheilung für die wagerechte Schwimmelage des Pontons, mit der Nothwendigkeit erheblicher Gegengewichte und störend grosser Pontonkörper.

#### **Schwimmender Scherenkrahnen mit Fachwerkausleger von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman.**

D. R. P. a.

Fig. 605 u. 606, S. 735, veranschaulichen die Übertragung der Fachwerkscherenkrahne auf Pontons für schwimmende Anordnung mit freiem Lagerplatz auf dem Pontondeck vor den Krahnfüssen und freier Hubbahn für die Lasten\*). Als Tragfähigkeit sind im Entwurf 100 000 kg zugrunde gelegt. Als Betriebskraft ist, wie fast ausnahmslos für Schwimmkrahne, eine Dampfmaschine gewählt. Die Last hängt an einem Zwillingsflaschenzuge, dessen Seilenden von zwei Trommeln mit gemeinsamem Antrieb aufgenommen werden. Ausserdem ist noch, wie bei ähnlichen grossen Krahnen von Bechem & Keetman, im verlängerten Auslegerschnabel ein einfacher Flaschenzug für kleine Lasten aufgehängt, dessen Seil auf eine besondere Hilfswinde läuft.

Die Gleichgewichtslage des Pontons wird für die wechselnde Nutzbelastung entweder durch Zelleneintheilung und Wasserfüllung mittelst besonderer Pumpen oder durch ein fahrbares Gegengewicht aufrecht erhalten, wobei der Maschinist die Veränderung der Gegengewichtswirkung unter Beobachtung einer Libelle vornimmt.

Von dieser Krahnart befanden sich 1903 zwei mit 100 t Tragfähigkeit für die Aktiengesellschaft Weser in Bremen und die Kaiserliche Werft in Danzig, ein dritter mit 140 t für die grosse englische Werft von Swan & Hunter in Walsend on Tyne im Bau.\*\*)

Statt man derartige Schwimmkrahne mit eigener Propellermaschine aus, so fällt das schwerfällige Verholen des Pontons beim Wechsel des Arbeitsplatzes durch Taue von Hand oder durch besondere kleine Schleppdampfer fort.

Will man die Leistungsfähigkeit noch weiter steigern, so bietet auch hier die Anwendung von Drehkrahnen auf hohem Unterbau mit Drehscheibe nach Art der Portalkrahne, unter gleichzeitiger Anwendung von Wippauslegern, die geeignetste Lösung.

#### **Schwimmender 30 t-Drehscheibenkrahnen mit Wippausleger.**

Für die Hamburg-Amerika-Dampferlinie von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman.

Die erste derartige Ausführung wurde Anfang 1902 in Hamburg in Betrieb genommen und war in Auftrag gegeben, um aussergewöhnlich grosse Ladegüter am gewöhnlichen Ankerplatz der Amerikadampfer einnehmen und löschen zu können und auch schwere Maschinenteile zur Reparatur auszuwechseln, ohne die Dampfer nach einem der vereinzelt Riesenkrahne am Quai zu bugsiren, weil der damit verbundene Zeitverlust und die Unkosten der Schleppdampfer die Anschaffung eines eigenen Schwimmkrahnes vortheilhafter erscheinen liessen.

Zur Beschränkung der Wippauslegerlänge haben Bechem & Keetman für den Krahnen, Fig. 607, S. 736, das Kippgelenk des Auslegers, ähnlich wie beim Portalkrahnen, Fig. 603, S. 732, auf einem ziemlich hohen Gerüstunterbau angeordnet und in diesem beliebig benutzbaren Raum ausser den Triebwerken ein

\*) Fig. 605 und 606 sind der Druckschrift von Bechem & Keetman „Werftkrahne 1902“ entnommen.

\*\*) Die Duisburger Fabrik liefert zu diesen Schwimmkrahnen auch die Pontons.

grosses fahrbares Gegengewicht untergebracht, dem an Stelle der schwerfälligeren, veränderlichen Wasserfüllung der Pontonzellen die Aufgabe zufällt,

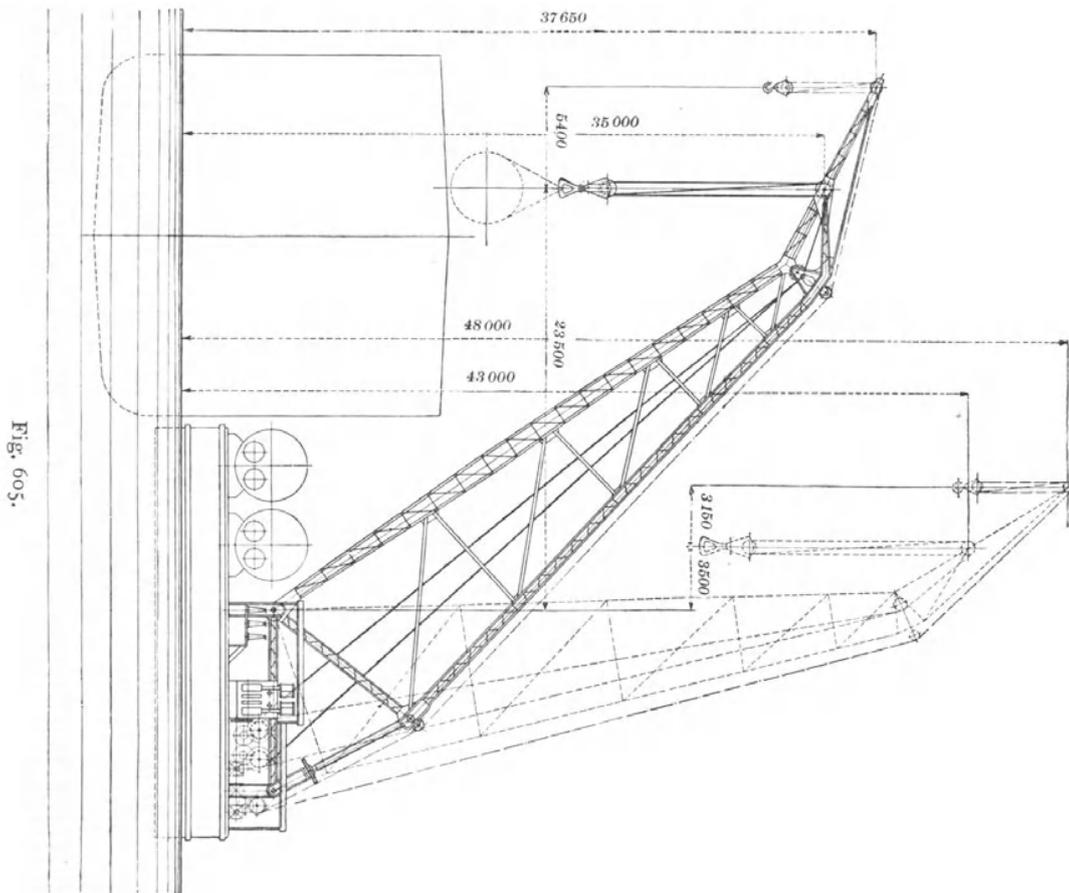


Fig. 605.

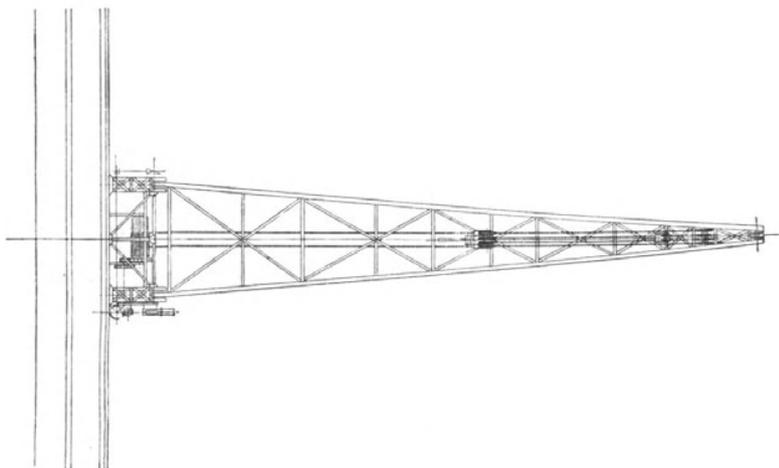


Fig. 606.

das Ponton bei verschiedenen Belastungen möglichst in der regelrechten wagerechten Lage zu erhalten. Die Betriebsmaschinen befinden sich zu

beiden Seiten des Krahnsockelbockes. Die Höhenlage des Kippgelenkes und die Veränderlichkeit der Ausladung zwischen 6 und 17,5 m ermöglicht, Lasten ohne Verholen des Pontons zwischen den Deckaufbauten und Lademasten der Schiffe hindurch ungehindert aufzunehmen und abzusetzen, und die Drehbarkeit des Krahnes stellt das ganze Pontondeck als nutzbaren Lagerplatz zur Verfügung.

Die photographischen Ansichten, Fig. 608 a und 608 b, veranschaulichen diese Verhältnisse und stellen den Krahn bei seiner Benutzung zum

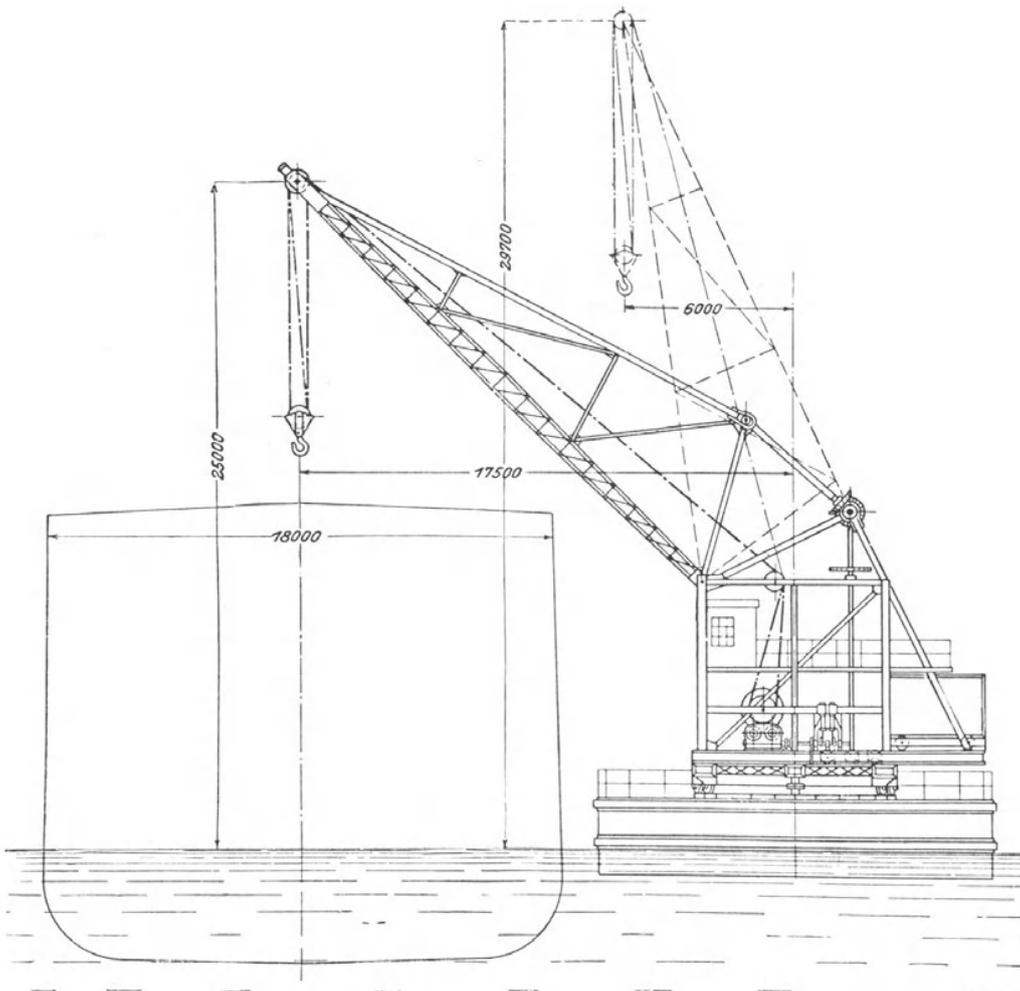


Fig. 607.

Auswechseln der Schiffswellen des Schnelldampfers „Fürst Bismarck“ im Hamburger Hafen dar.

Die Ausladung wird in der vorliegenden Konstruktion durch eine einzige Spindel aus geschmiedetem Stahl verändert, die trotz der grossen Last und Auslegerlänge noch reichliche Sicherheit bietet und im Vergleich mit Zwillingsspindeln nicht nur das Triebwerk vereinfacht, sondern auch grössere Gewähr bietet, dass die thatsächlichen Kraftwirkungen, ohne Ausgleich durch elastische Formänderungen im Gerüstbau, den Entwurfrechnungen entsprechen. Ausleger und Unterbau können hierbei sehr steif gehalten werden.

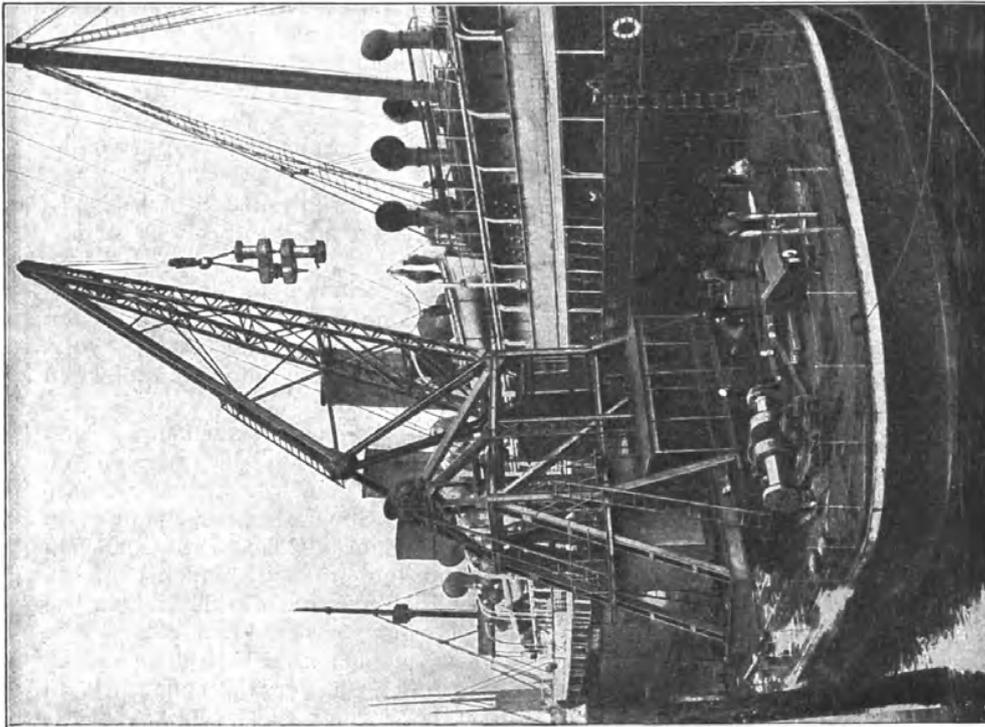


Fig. 608 b.

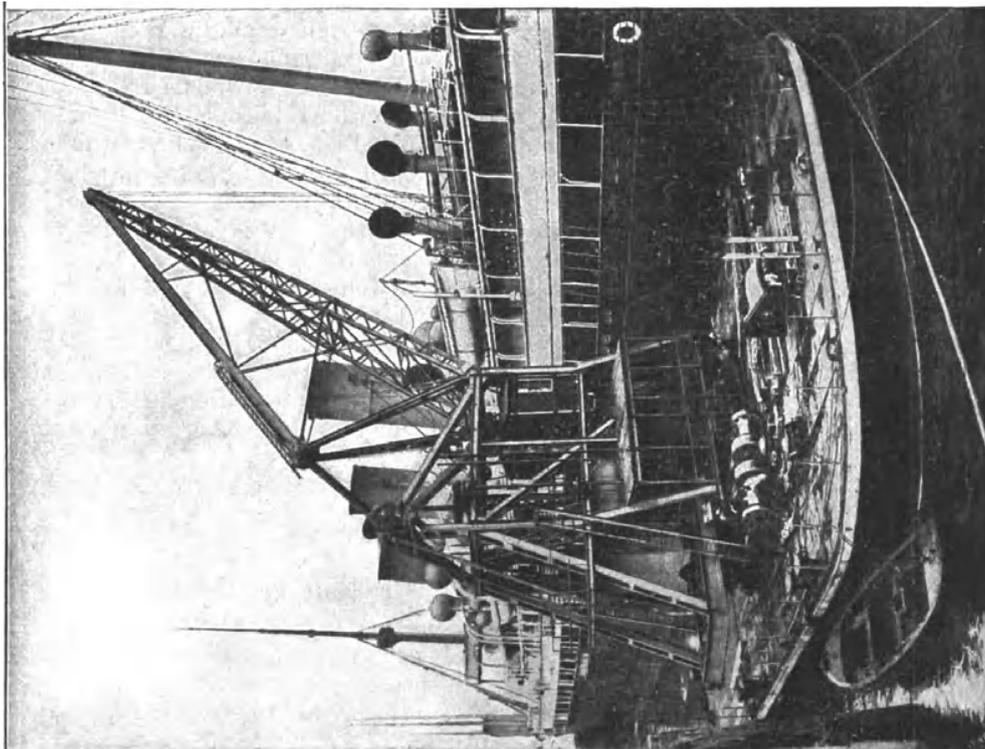


Fig. 608 a.

Der Betrieb erfolgt durch zwei zu beiden Seiten des Krahngerüstes auf der Drehscheibe angeordnete Zwillingsdampfmaschinen mit stehenden Cylindern von 180 mm Durchmesser und 240 mm Hub. \*)

Die eine Maschine treibt nur die Winde und ist für diesen Zweck mit Finkscher Umsteuerkulisse versehen, die andere vermittelt das Drehen des Krahnes, Einziehen und Senken des Auslegers und die Verschiebung des Gegengewichtes durch drei getrennt oder gemeinsam steuerbare Wendegetriebe, D. R. P. 86 116, Fig. 151, S. 162.

Das Hubwerk hat zwei auswechselbare Geschwindigkeiten, um Lasten von 15 bis 30 t mit 3 m/min, die kleineren Lasten aber doppelt so schnell heben zu können.

Eine volle Schwenkung um  $360^{\circ}$  nimmt 2 Minuten in Anspruch.

Die Kurbelwelle der Windendampfmaschine trägt an beiden Enden Stirnräder von verschiedener Grösse für schnellen und langsamen Gang, deren lose Gegenräder auf der Vorgelegewelle durch Klauenkupplungen wechselweise eingerückt werden können. Auf der Vorgelegewelle sitzt ferner eine Bremsscheibe und weiterhin ein Zwillings-Schneckenpaar mit Rechts- und Linksgewinde zum gleichbelasteten Antrieb der zugehörigen Schneckenräder, von denen die beiden lose auf gemeinschaftlicher Achse angeordneten Windentrommeln durch getrennte Stirnräderübersetzungen in entgegengesetzter Richtung gedreht werden. Zum gleichzeitigen Anziehen der vom 6strängigen Zwillingsflaschenzug auflaufenden Seilenden sind die Seile dann ihrerseits in entgegengesetzter Richtung um die Trommeln geschlungen. Die Ausgleichrolle des doppeltrümmig benutzten Seiles sitzt in der Mitte der oberen Flasche, die ausserdem noch zwei Leitrollen enthält und zusammen mit den beiden Zwillingsrollen in der Hakenflasche den Seillauf in zwei Hälften mit der Gesamtübersetzung 1 : 3 zerlegt.

Die zweite Zwillingsdampfmaschine auf der anderen Krahnbockseite arbeitet mit einer unveränderlichen Stirnräderübersetzung auf die Vorgelegewelle mit den 3 Wendegetrieben, von denen das eine ein wagerechtes Schneckengetriebe des Schwenkwerkes in Thätigkeit setzt, wodurch das auf der senkrechten Schneckenradwelle sitzende Fussritzel in dem Triebstockzahnkranz auf dem Pontondeck abgewälzt wird. Das zweite Wendegetriebe arbeitet durch eine Querwelle auf das gegenüberliegende Fusskegelrad einer senkrechten Welle und dreht durch die weitere Stirnräderübersetzung und doppelte Kegelräderpaare die Auslegerspindel. Das dritte Wendegetriebe wirkt durch seine Querwelle auf ein Schneckengetriebe und dreht hiermit die Schraubenspindel zum Verschieben des Gegengewichtes, das vom Maschinisten nach einer Libelle gesteuert wird.

Das Ponton enthält ausser dem Raum für einen Dampfkessel, der Dampf von 8 Atm. Überdruck liefert, und zahlreichen Versteifungszellen, an den Enden eine Schlaf- und eine Wohnkajüte, sowie die nöthige Deckausrüstung mit Handankerwinde, Taupfosten u. dergl. Der Schornstein ragt nur in mässiger Höhe über Deck empor.

Die Stabilitätsverhältnisse des 30 m langen, 14 m breiten und 2,7 m hohen Pontons sind so gewählt, dass auch bei falscher Gegengewichtsbewegung jede ernstliche Kippgefahr ausgeschlossen bleibt.

#### π. Dreibein-Bockkrahne mit drehbarem Wippausleger — Derricks.

Die Krahne mit festem Bockstrebengerüst und veränderlicher Neigung eines drehbaren Auslegers, deren Bauart durch die perspektivische Skizze, Fig. 609, S. 739, veranschaulicht wird, entsprechen einer Vereinigung der Dreh- und Wippkrahnenkonstruktionen und werden in Deutschland meist

\*) Genauere Zeichnungen des ganzen Maschinenwerkes siehe im Bericht des Verfassers über die Dusseldorfer Ausstellung Z. d. V. d. I. 1902, S. 1664 u. f., Fig. 125 bis 127.

kurz als Derrickkrahne bezeichnet.\*) Bei ihren langen Rückenstreben, deren Grundswellen einen Winkel von  $90^{\circ}$  miteinander bilden, genügen für ihre Aufstellung leichte Fundamente, und sie beherrschen durch die Veränderlichkeit ihrer Auslegerneigung ein verhältnissmässig grosses Arbeitsfeld. Andererseits beanspruchen sie auch viel Platz für ihre Aufstellung. Der Schwenkwinkel des Auslegers bleibt durch das Bockstrebengerüst auf etwa  $250^{\circ}$  beschränkt. Sie finden vorzugsweise auf Fabrikhöfen, auf Zimmer- und Bauplätzen und in Steinbrüchen Verwendung. Auf Taf. 49 ist in Fig. 10 bis 14 ein alter Krahn dieser Art für 60 Ctr. nach einer Ausführung von Wöhlert in Berlin wiedergegeben. Ausleger, Krahnsäule, Streben und Grundswellen sind aus Holz hergestellt. Der schmiedeeiserne Beschlag für die Verbindung der Strebenköpfe bildet gleichzeitig das Lager für den Kopfzapfen der Krahnsäule. Die beiden Schenkel der Krahnsäule sind oben durch eine gusseiserne Haube und unten durch ein gusseisernes Fussstück zur Aufnahme des Hals- und Stützzapfens miteinander verbunden. Die Lappen zur Aufnahme des Gelenkbolzens für den Auslegersehuh sind an den gusseisernen Fuss angegossen. Die Grundplatte des Spurzapfenlagers steht auf der Kreuzung der hölzernen Grundswellen.\*\*)

In die Last- und Auslegerkette sind im vorliegenden Fall lose Rollen eingeschaltet, die für leichtere Krahne meist fortfallen. Beide Ketten sind über Leitrollen am Krahnsäulenkopf, nach den unten in einem gemeinsamen Gestell gelagerten Windentrommeln *S* und *T* geführt, von denen *T* zur Aufnahme der Auslegerkette dient und mit Rücksicht auf die Abnahme des Lastmomentes beim Aufwinden des Auslegers konoidisch gestaltet ist.

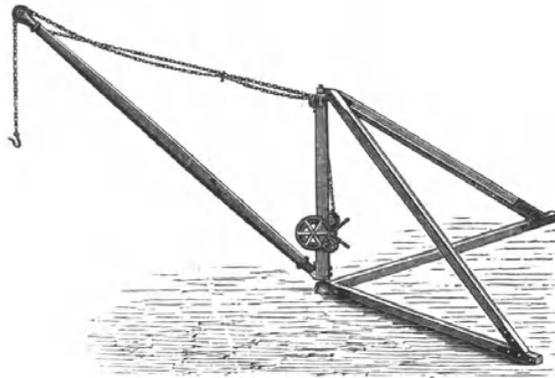


Fig. 609.

Statt der vorliegenden Lastkettenführung kann man die Kette auch vom Auslegerkopf unmittelbar annähernd in der Richtung des Auslegers auf ihre Trommel leiten. In beiden Fällen ergeben sich, wie weiter unten nachgewiesen ist, verschiedene Bedingungsgleichungen für die Form der Auslegertrommel. Die Ablenkung der Lastkette, parallel zur Auslegerkette, bewirkt eine weitgehende Entlastung der Kippwirkung des Auslegereigenweights. Die Veränderlichkeit der Auslegerneigung bildet bei derartigen Krahnen ein wesentliches Hilfsmittel, die Last nicht nur durch Schwenken um die Krahnsäule, sondern auch durch radiale Bewegung nach oder von der Drehachse wagerecht zu versetzen. Damit diese Bewegung möglichst geringen Kraftaufwand verursacht, ist die Trommelwelle der Auslegerzugkette durch ein ausrückbares Stirnräderpaar *PP*<sup>1</sup> mit der Lastkettentrommel gekuppelt.

Der Rädereingriff vermittelt jederzeit entgegengesetzte Trommeldrehungen, so dass bei gleicher Wickelrichtung der Lastkettenzug von der

\*) In England ist der Begriff des Wortes „Derrick“ weniger eng begrenzt. Man versteht darunter nicht nur die Dreibeinkrahne mit veränderlicher Neigung des drehbaren Auslegers, sondern auch die einfachen krahnartigen Ladebäume der Schiffe, welche an Masten drehbar mit Takelwerk befestigt werden, und schliesslich überhaupt Krahne mit drehbarer Säule und schrägem Ausleger.

\*\*) Für Ausführungen in Schmiedeeisen giebt die ähnliche Bauart der Bremer Portal-krahne Taf. 95, Fig. 4 bis 7 mit Textfigur 524 u. 525, Bd. II, S. 588, Anhaltspunkte.

einen Trommel dem Kettenzug an der anderen entgegenwirkt und sich die von der Nutzlast erzeugten Drehmomente, bei passend gewählten Trommel- und Räderdurchmessern, in jeder Auslegerlage gegenseitig ausgleichen. Unter dieser Voraussetzung ist zum wagerechten Lastbewegen in radialer Richtung nur die Arbeit zu leisten, welche sich aus den Reibungswiderständen des Triebwerkes und aus dem Eigengewicht des Auslegers ergibt, dessen Schwerpunkt beim Aufwinden steigt, also durch äussere Arbeit gehoben werden muss, beim Senken nach unten geht und damit selbst Arbeit leistet. Die Nutzlast bewegt sich wagerecht ohne Arbeitsverbrauch, indem ihre Trommel beim Aufwinden des Auslegers, gerade so viel Kette abwickelt, dass der Lasthaken um den gleichen Betrag sinkt, um den der Auslegerkopf aufsteigt.

Die Lasttrommel wird durch doppeltes ausrückbares Stirnrädervorgelege mit den Räderpaaren  $N^1N$  und  $O^1O$  angetrieben und ist mit Sperrrad und Bremscheibe auf der mittleren Vorgelegewelle ausgerüstet. Von den Tribrädern für die Auslegertrommel sitzt  $P^1$  lose auf der Welle der Lasttrommel, so dass sich die Last unabhängig von der Verstellbarkeit des Auslegers heben und senken lässt. Der Antrieb der Kurbelwelle wird zum Heben oder Senken des Auslegers auf seine Windentrommel erst fortgepflanzt, wenn die auf der Stirnseite verzahnte Nabe des Rades  $P^1$  durch eine in Feder und Nuth verschiebbare Gegenkupplungsmuffe  $h^1$  mit der Lasttrommelwelle fest verbunden wird, und damit das Stirnrad  $P$  den Antrieb aufnimmt. Bei eingekuppelter Auslegertrommel bewegt sich der Lasthaken, wie vorstehend besprochen, in radialer Krahnrichtung wagerecht. Zum Ausrücken der Kupplung ist die Auslegertrommelwelle zuvor durch eine Sperrklinke abzustützen, die im vorliegenden Fall unmittelbar in das Zahnrad  $P$  eingelegt wird. In neueren Ausführungen ersetzt man die Klauenkupplung  $h^1$  durch Verschiebbarkeit des Rades  $P$  in Feder und Nuth auf der Auslegertrommelwelle zum Ein- und Ausrücken in das Antriebrad  $P^1$ , das dann auf seiner Welle festgekeilt wird, und rüstet dafür die Auslegertrommelwelle mit einem selbstständigen Sperrrade aus.

**Berechnung des Kuppeltriebwerkes zwischen Last- und Auslegerwinde zum wagerechten Versetzen der Last in radialer Richtung durch Verändern der Auslegerneigung.**

Zum Aufsuchen der allgemeinen Beziehungen für die Triebwerksabmessungen ist von der Annahme auszugehen, dass der Ausleger von der wagerechten Lage bis in die senkrechte Stellung aufgewunden werden kann. Der in der Praxis benutzte Drehwinkel liegt innerhalb dieser Grenzlagen, und die allgemeinen Gesetze erstrecken sich daher auch auf jede theilweise Benutzung der veränderlichen Auslegerneigung, die meist nur zwischen  $45^0$  und  $75^0$  verstellt wird.

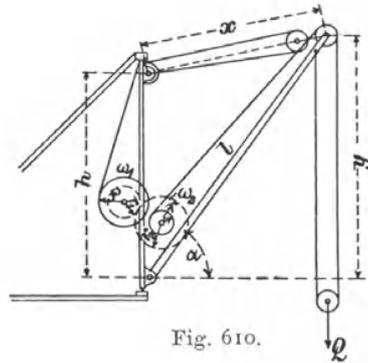


Fig. 610.

Bezeichnet, mit Bezug auf Fig. 610, in der zunächst der einfachere Fall vorausgesetzt ist, dass die Lastkette unmittelbar vom Auslegerkopf zur Windentrommel läuft,

- $l$  die Auslegerlänge,
- $h$  den Abstand der Leitrollenachse am Kranhakenkopf von der Drehachse des Auslegerfusses,
- $x$  die veränderliche Entfernung des Auslegerkopfes von der Kranhakenachse, gemessen in der Richtung der Verbindungslinie

- zwischen den Achsen der Auslegerkopffrolle und der Leitrolle am Krahnensäulenkopf,  
 $y$  die veränderliche Höhe der Rollachse des Auslegerkopfes über der Horizontalen durch die Drehachse des Auslegerfusses,  
 $\alpha$  den veränderlichen Auslegerneigungswinkel mit den Grenzwerten  $\min \alpha$  und  $\max \alpha$ ,  
 $r$  den Halbmesser der cylindrischen Lasttrommel,  
 $\varrho$  den veränderlichen Halbmesser der konoidischen Auslegertrommel,  
 $z_1$  die Zähnezahle und  $r_1$  den Theilkreishalbmesser des Stirnrades auf der Auslegertrommelachse,  
 $z_2$  die Zähnezahle und  $r_2$  den Theilkreishalbmesser des eingreifenden Stirnrades auf der Lasttrommelachse,  
 $\omega_1$  den Drehwinkel der Auslegertrommel, gemessen in Bogenmass für die Drehung der Trommel beim Aufrichten des Auslegers aus der wagerechten Lage in die gezeichnete,  
 $\omega_2$  den gleichzeitigen Drehwinkel der Lastwindentrommel,  
 $\min \omega_1$  den für den Betrieb benutzten kleinsten Werth von  $\omega_1$  für  $\alpha \min$ ,  
 $\max \omega_1$  den für den Betrieb benutzten grössten Werth von  $\omega_1$  für  $\alpha \max$ ,  
 $\varphi_1$  die Übersetzung im Auslegerkettenlauf zwischen Auslegerkopf und Auslegertrommel; für eine lose Rolle  $\varphi_1 = 2$ ,  
 $\varphi_2$  die Übersetzung im Lastkettenlauf zwischen Lasthaken und Windentrommel,  
 $\eta$  die verhältnissmässige Senkung des Lasthakens, in Bezug auf den Auslegerkopf, durch den zwangsläufigen Rücktrieb der Lasttrommel, während der Auslegerkopf aus der unteren Grenzlage für  $\alpha = 0$  in die gezeichnete Stellung aufsteigt ( $\eta = y$ ),

so ist 
$$x = \sqrt{h^2 + l^2} - 2hl \sin \alpha = \sqrt{h^2 + l^2} - 2hy,$$

mithin die unendlich kleine Verkürzung des Auslegerabstandes von der Krahnensäule während einer unendlich kleinen Drehung der Auslegerketten-trommel um den Winkel  $d\omega_1$

$$dx = \frac{-h dy}{\sqrt{h^2 + l^2} - 2hy}$$

und 
$$-dy = \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2} \frac{2y}{h} \cdot dx \quad \dots \quad 453.$$

Andererseits ergibt sich für die Aufwicklung der Auslegerkette auf ihre Trommel durch Einschaltung der losen Rolle die Verkürzung

$$dx = -\frac{\varrho d\omega_1}{\varphi_1} \quad \dots \quad 454.$$

und die gleichzeitige, verhältnissmässige Senkung der Last inbezug auf den aufsteigenden Auslegerkopf

$$d\eta = \frac{r d\omega_2}{\varphi_2} = \frac{r z_1}{z_2 \varphi_2} d\omega_1 \quad \dots \quad 455.$$

weil  $\omega_2 : \omega_1 = r_1 : r_2 = z_1 : z_2$  ist. Für die zusammengehörigen Integrationsgrenzen 0 und  $\eta$  und 0 und  $\omega_1$  folgt

$$\eta = \frac{r z_1}{\varphi_2 z_2} \omega_1 \quad \dots \quad 456.$$

Nach den Voraussetzungen der Konstruktion ist

$$dy = d\eta \quad \text{und} \quad y = \eta,$$

also mit Benutzung der Werthe aus Gleichung 454 bis 456 für Gleichung 453

$$\frac{r z_1}{\varphi_2 z_2} d\omega_1 = \frac{\varrho d\omega_1}{\varphi_1} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2} \frac{2 r z_1 \omega_1}{\varphi_2 z_2 h}$$

und schliesslich 
$$\varrho = \frac{z_1 q_1}{z_2 q_2} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2 - \frac{2 r z_1 \omega_1}{q_2 z_2 h}} \quad 457.$$

Die Winkel  $\omega_1$ , innerhalb deren Grenzen die zugehörigen Werthe von  $\varrho$  zu bestimmen sind, berechnen sich aus Gleichung 456, da  $\eta = y$  ist, durch

$$l \sin \alpha = y = \eta = \frac{r z_1}{q_2 z_2} \omega_1$$

mit den zugehörigen Grenzwerten der Auslegerneigung  $\alpha$ , die nach Massgabe der geforderten radialen Lastversetzung für den Krahn angenommen werden. Wir erhalten

$$\left. \begin{aligned} \text{min } \omega_1 &= \varphi_2 \frac{z_2}{z_1} \frac{l}{r} \sin \alpha_{\text{min}} \\ \text{und } \text{max } \omega_1 &= \varphi_2 \frac{z_2}{z_1} \frac{l}{r} \sin \alpha_{\text{max}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 458.$$

Anmerkung: Streng genommen wäre noch die gleichzeitige Veränderung der Lastkettenlänge zwischen der Auslegerkopffrolle und der Windentrommel durch die Veränderung der Auslegerneigung zu berücksichtigen. Ist die Lastkette, wie hier nach Fig. 610, S. 740, vorausgesetzt, annähernd in der Richtung des Auslegers geführt, so ist dieser Einfluss vollkommen vernachlässigbar; wird aber die Lastkette von der Auslegerrolle parallel zur Auslegerzugkette, wie auf Taf. 49 in Fig. 10, über eine zweite Leitrolle am Krahnsäulenkopf nach der Trommel geführt, um durch die Spannung des oberen Trums des Kippmoment des Auslegereigengewichts kräftig entgegenzuwirken, so tritt eine erhebliche Verkürzung des Lastkettentrums zwischen Ausleger und Krahnsäule beim Aufwinden des Auslegers ein, und die verhältnissmässige Lastsenkung steigert sich durch die Verlängerung der Lasthakenkettenschlinge auf

$$d\eta = \frac{r z_1}{q_2 z_2} d\omega_1 + \varrho \frac{d\omega_1}{q_1 q_2} = dy = - \left( \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2} - \frac{2y}{h} \right) dx$$

oder mit  $y = l \sin \alpha$  und  $dx = -\varrho \frac{d\omega_1}{q_1}$  nach Gleichung 454, S. 741,

$$\frac{r z_1}{q_2 z_2} + \frac{\varrho}{q_1 q_2} = \frac{\varrho}{q_1} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2} - \frac{2 l \sin \alpha}{h}$$

und hieraus 
$$\varrho = \frac{z_1 q_1}{z_2 q_2} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2 - \frac{2 l \sin \alpha}{h} - \frac{1}{\varphi_2}} \quad 457 \text{ a.}$$

Ferner folgt aus der Integration des Werthes  $d\eta = \frac{r z_1}{q_2 z_2} d\omega_1 + \varrho \frac{d\omega_1}{q_1 q_2} = dy$

$$y = \eta = \frac{r z_1}{q_2 z_2} \omega_1 + \frac{1}{q_2} \int_0^{\omega_1} \varrho \frac{d\omega_1}{q_1}$$

$\int_0^{\omega_1} \frac{d\omega_1}{q_1}$  stellt die Verkürzung dar, die für den Abstand zwischen der Achse der Auslegerkopffrolle und der Leitrollenachse am Krahnsäulenkopf bei der Aufwicklung der Auslegerkette durch ihre konoidische Spiraltrommel entsteht, wenn sich die Trommel aus ihrer ideellen Anfangslage um  $\omega_1$  gedreht hat, d. h. der Ausleger aus der in der Rechnung angenommenen, wagerechten Anfangslage bis zu der Neigung  $\alpha$ , Fig 611, S. 743, emporgewunden ist. Trägt man  $cb$  durch einen Kreisbogen um  $c$  auf  $ca$  ab, so folgt mit  $cd = cb$  aus der Fig. 611.

$$ad = ca - cb = \int_0^{\omega_1} \frac{\varrho}{q_1} d\omega_1 = \sqrt{h^2 + l^2} - \sqrt{h^2 + l^2} - 2 hl \sin \alpha$$

und daher aus der vorstehenden Gleichung für  $y$  mit  $y = l \sin \alpha$

$$\omega_1 = \frac{\varphi_2 l \sin \alpha - \sqrt{h^2 + l^2} + \sqrt{h^2 + l^2} - 2 hl \sin \alpha}{r} \frac{z_2}{z_1} \dots \dots 458 \text{ a.}$$

Man erhält durch Einsetzen einer Reihe von Einzelwerthen für  $\alpha$  zwischen den beabsichtigten Neigungsgrenzen des Auslegers  $\alpha_{\min}$  und  $\alpha_{\max}$  in die Gleichungen 457a und 458a für jeden Werth von  $\alpha$  die zugehörigen Werthe von  $\omega_1$  und  $\varrho$  zwischen den Grenzen  $\min \omega_1$  und  $\max \omega_1$ , bzw.  $\min \varrho$  und  $\max \varrho$ . Die Bestimmung der Werthe von  $\omega_1$  vereinfacht sich, wenn man die Werthe  $\sqrt{h^2 + l^2} - \sqrt{h^2 + l^2 - 2hl \sin \alpha} = ad$  und  $l \sin \alpha = y$  für die verschiedenen  $\alpha$  aus der Fig. 611 graphisch ermittelt.

Trägt man die Werthe von  $\omega_1$  als Abscissen und die zugehörigen Werthe von  $\varrho$  als Ordinaten auf, so kann man aus der hierdurch für die Veränderlichkeit von  $\varrho$  bestimmten Kurve die Ordinatenwerthe entnehmen, welche den Abscissen  $\min \omega_1$ ,  $\min \omega_1 + 2\pi$ ,  $\min \omega_1 + 4\pi$  u. s. f. entsprechen, um für die Ausführung der Trommel die Zunahme von  $\varrho$  von einer vollen Kettenwindung zur nächsten zu erhalten.

Die Gleichungen für  $\varrho$  und  $\omega_1$  lassen ferner erkennen, dass  $\varrho$  um so grösser ausfällt, je grösser  $z_1$  im Verhältniss zu  $z_2$  gewählt wird, während  $\omega_1$  umgekehrt hiermit abnimmt. Die Zahl der erforderlichen Kettenwindungen folgt aus der Differenz  $\max \omega_1 - \min \omega_1$ , wenn man diesen Werth als Vielfaches von  $2\pi$  ausdrückt. Je grösser  $\min \varrho$  gewählt wird, um so weniger Windungen erhält man, um so grösser fällt auch  $\max \varrho$  aus. Mit dem Trommelhalbmesser wächst der erforderliche Abstand von der Lasttrommel, der im Hinblick auf die Gesamt-abmessungen des Windengerüsts in gewissen Grenzen gehalten werden muss. Andererseits darf auch  $\min \varrho$  für die aufzuwickelnde Kette nicht beliebig klein ausfallen. Entscheidet man sich von vornherein über einen bestimmten Werth für  $\min \varrho$  mit Rücksicht auf die Auslegerkette, so findet man die hierzu erforderliche Übersetzung  $z_1 : z_2$ , wenn gleichzeitig bereits über den Lasttrommelhalbmesser  $r$  und die Übersetzungen  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  durch Einschalten loser Rollen in die Last- und in die Auslegerkette verfügt ist, indem man Gleichung 457a mit  $\min \varrho$  und  $\min \alpha$  für  $z_1 : z_2$  auswerthet.

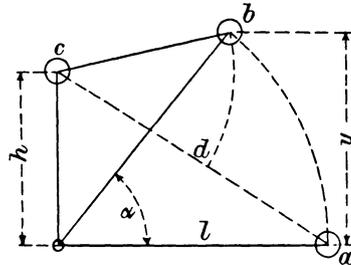


Fig. 611.

Die Werthe in Gleichung 458 stellen Vielfache von  $2\pi$  dar; aus ihrer Differenz bestimmt sich demnach die Zahl der Kettenwindungen auf der Auslegertrommel. Die Grundform des Trommelkonoids, das mit einer Spiralnuth von gleichmässiger Ganghöhe zur Aufnahme der Auslegerkette versehen wird, ist durch Berechnung einer genügenden Anzahl von Einzelwerthen des veränderlichen Wickelhalbmessers  $\varrho$  aus Gleichung 457 zu bestimmen, indem man für  $\omega_1$  stufenförmig fortschreitend, eine entsprechende Anzahl von Werthen zwischen den durch Gleichung 458 ermittelten Grenzen einsetzt.

Da die Auslegerwinde nur das Eigengewicht des Auslegers zu heben oder zu senken hat, ist die Wahl der Übersetzung  $z_1 : z_2$  im Hinblick auf die hiervon abhängige Zahl der Schraubengänge auf der Auslegertrommel zu treffen. Auch der Werth von  $\varphi_2$  hat hierauf Einfluss, dessen Grösse sich aber in der Hauptsache aus der Rücksichtnahme auf die Beschränkung der Lastkettenstärke und der Räderübersetzungen für den Antrieb der Lastwinde bestimmt.

Statt der Ketten sind selbstverständlich auch Seile verwendbar.

Je kleiner  $\varphi_2 \frac{z_2}{z_1}$  unter sonst gleichen Verhältnissen gewählt wird, um so kleiner fällt auch  $\max \omega_1 - \min \omega_1$  und damit die Zahl der Kettenwindungen und die erforderliche Länge der Auslegertrommel aus.

Gleichzeitig ist dafür zu sorgen, dass  $\min \varrho$  für die aufzuwickelnde Auslegerkettendicke nicht zu klein und  $\max \varrho$  andererseits nicht störend gross wird. Setzt man die Werthe aus Gleichung 458 in Gleichung 457 ein, so ist

$$\min \varrho = \frac{z_1 \varphi_1}{z_2 \varphi_2} \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2} - \frac{2l}{h} \sin \alpha_{\min} \dots \dots \dots 459.$$

$$\text{und } \max \varrho = \frac{z_1 \varphi_1}{z_2 \varphi_2} \frac{r}{\sqrt{1 + \left(\frac{l}{h}\right)^2 - \frac{2l}{h} \sin \alpha_{\max}}} \dots \quad 460.$$

Beide Werthe fallen um so grösser aus, je grösser  $z_1 \varphi_1$  im Verhältniss zu  $z_2 \varphi_2$  gewählt wird. Entscheidet man sich für einen bestimmten Grenzwert von  $\min \varrho$  oder  $\max \varrho$ , so lassen sich aus Gleichung 459 und 460 die zugehörigen Werthe von  $\frac{z_1 \varphi_1}{z_2 \varphi_2} r$  berechnen, wenn über  $l, h$  und die Grenzwerte von  $\alpha$  bereits verfügt ist.

Beispiele: Wählen wir für einen Krahn von 8000 kg Tragkraft, der die Last ungefähr 6,5 m in radialer Richtung versetzen und eine Kreisfläche von etwa 10 m Halbmesser bestreichen soll,  $l = 14,4$  m,  $h = 8$  m,  $\alpha_{\min} = 45^\circ$  und  $\alpha_{\max} = 75^\circ$ , so genügen diese Verhältnisse den gestellten Bedingungen, denn wir erhalten für den grössten Schwenkhalbmesser  $R_{\max} = 14,4 \cos 45^\circ \sim 10,18$  m und für den kleinsten  $R_{\min} = 14,4 \cos 75^\circ = 3,72$  m, also  $R_{\max} - R_{\min} = 6,46 \sim 6,5$  m. Bei Einschaltung einer losen Rolle in die Lastkette genügt für die Belastung jedes Trums mit 4000 kg eine Kette von 20 mm Eisenstärke und hierfür ein Trommelhalbmesser  $r = 200$  mm. Der grösste Zug in der Auslegerkette tritt bei der kleinsten Auslegerneigung für  $\alpha = 45^\circ$  auf und ermittelt sich durch graphische Zerlegung der Nutzlast  $Q$  zu  $\sim 10400$  kg. Schaltet man auch hier eine lose Rolle ein, so genügt bei dem Zuwachs der Kettenbelastung durch das Eigengewicht des Auslegers eine Kette von 23 bis 25 mm Eisendicke.

Wählen wir unter der Annahme, dass die Lastkette vom Auslegerkopf unmittelbar annähernd in der Auslegerrichtung nach der Lasttrommel geführt und kurze Auslegertrommellänge gefordert wird,  $z_1 : z_2 = 1$ , so folgt mit den vorstehenden Werthen und  $\varphi_1 = \varphi_2 = 2$  für die losen Rollen in der Ausleger- und in der Lastkette nach Gleichung 458

$$\max \omega_1 = \frac{2 \cdot 14400}{200} \sin 75^\circ = 130,094 = 22,14 (2 \pi)$$

$$\text{und } \min \omega_1 = \frac{2 \cdot 14400}{200} \sin 45^\circ = 101,823 = 16,2 (2 \pi),$$

mithin  $\max \omega_1 - \min \omega_1 = \sim 6 (2 \pi)$ , entsprechend 6 Spiralgängen auf der Trommel zur Aufnahme der Auslegerkette. Aus Gleichung 457 oder 460 folgt mit den vorliegenden Werthen

$$\min \varrho = \frac{0,2}{\sqrt{1 + \left(\frac{14,4}{8}\right)^2 - \frac{0,2}{8} \cdot 101,82}} = 0,154 \text{ m} = 154 \text{ mm},$$

ein für die starke Kette kleiner, aber bei derartigen Konstruktionen in der Praxis noch unbedenklich zugelassener Werth.

Das Anwachsen des Wickelhalbmessers liefert für jeden vollen Umgang der Trommel aus Gleichung 457, S. 742, der Reihe nach die Werthe:

$$\begin{array}{cccccccc} \omega_1 = 16,2 (2 \pi) & 17,2 (2 \pi) & 18,2 (2 \pi) & 19,2 (2 \pi) & 20,2 (2 \pi) & 21,2 (2 \pi) & 22,2 (2 \pi) & \\ \varrho = 154 \text{ mm} & 161 \text{ mm} & 170 \text{ mm} & 181 \text{ mm} & 193 \text{ mm} & 210 \text{ mm} & 230 \text{ mm.}^*) & \end{array}$$

Will man die Auslegerkette durch grössere Trommelhalbmesser im Betrieb mehr schonen, so wäre unter Beibehaltung der übrigen Werthe, im Hinblick auf Gleichung 460, statt  $z_1 : z_2 = 1$  etwa  $z_1 : z_2 = 4 : 3$  zu wählen. Aus den vorstehend benutzten Gleichungen folgt dann eine Beschränkung der Spiralzahl auf der Auslegertrommel bis auf  $4\frac{1}{2}$  Gänge und ferner

$$\min \varrho = 205 \text{ mm} \quad \max \varrho = 305 \text{ mm}.$$

Setzen wir zum Heben der Last 4 Arbeiter mit insgesamt 60 kg Kurbeldruck an zwei Kurbeln von 400 mm Armlänge voraus und schätzen den Wirkungsgrad des Triebwerks auf 0,82, so erhalten wir, da eine lose Rolle in der Lastkette vorhanden ist, für die Räderübersetzung der Lastwinde

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{8000 \cdot 20}{2 \cdot 60 \cdot 40 \cdot 0,82} \sim 40$$

\*) Beim Aufzeichnen der Trommelform sind die Werthe von  $\varrho$  unmittelbar in wahrer Grösse aufzutragen, für das Eintragen der Werthe von  $\omega_1$  hat man dagegen einen gesonderten Massstab zu wählen, dessen Einheit so anzunehmen ist, dass  $2 \pi$  der zur Aufnahme der Kette erforderlichen Ganghöhe der Spirarille im Trommelumfang entspricht.

das sich in die Übersetzungen 10:1 und 4:1 oder 8:1 und 5:1 für die beiden Vorgelegeräderpaare auflösen lässt.

Führen wir die Lastkette vom Auslegerkopf parallel zur Auslegerkette über eine Leitrolle am Krahnssäulenkopf auf ihre Windentrommel, so sind zur Berechnung des Ausgleichtriebwerkes für die radiale Lastbewegung, die in der Anmerkung S. 742 aufgestellten Beziehungen zu benutzen.

Wenn der Werth von  $\min \varrho$  für die Auslegertrommel den vorstehend benutzten Grenzwerth  $\varrho = 154$  mm wegen der starken Kette nicht unterschreiten soll, erhalten wir zunächst mit  $\varrho = 154$  und den sonstigen Werthen  $\varphi_1 = \varphi_2 = 2$ ,  $r = 200$  mm,  $l = 14,4$  m,  $h = 8$  m für  $\alpha_{\min} = 45^\circ$  aus Gleichung 457 a, S. 742

$$z_2 : z_1 = 1,62 \sim 8 : 5$$

und durch Einsetzen des abgerundeten Werthes  $z_1 : z_2 = 5 : 8$  umgekehrt  $\min \varrho = 156$  mm.

Setzen wir weiter in Gleichung 457 a und 458 a der Reihe nach für  $\alpha$  die Werthe  $45^\circ, 50^\circ, 55^\circ$  u. s. f. ein, so folgen hieraus die nachfolgenden zusammengehörigen Werthe

$\alpha = 45^\circ$	$50^\circ$	$55^\circ$	$60^\circ$	$65^\circ$	$70^\circ$	$75^\circ$
$\varrho = 156$ mm	174 mm	196,5 mm	223,5 mm	256 mm	293,5 mm	335 mm
$\omega_1 = 114,44$	122,63	129,66	135,55	140,30	143,97	147.

Als Vielfaches von  $2\pi$  ausgedrückt ist

$\min \omega_1 = 114,44 = 18,21 (2\pi)$  und  $\max \omega_1 = 147 = 23,39 (2\pi)$ , mithin die Zahl der erforderlichen Kettenwindungen auf der Auslegertrommel

$$\max \omega_1 - \min \omega_1 = (23,39 - 18,21) 2\pi = 5,18 (2\pi).$$

Wir erhalten also nur 5,18 statt 6 Windungen bei der früher behandelten Lastkettenführung, aber die Halbmesser der Auslegertrommel wachsen der grösseren Kettenstrecke entsprechend, die aufzuwickeln ist, schneller und steigen bis auf 335 mm im Vergleich zu 230 im früheren Fall. Eine Beschränkung von  $\max \varrho$  erfordert eine gleichzeitige Beschränkung von  $\min \varrho$ , auf Kosten der Kettendauer, sei es, dass man  $r$  kleiner oder die Übersetzung  $z_2 : z_1$  grösser wählt.

Verzeichnet man zu den oben zusammengestellten Werthen die Kurve für die Abscissen  $\omega_1$  und die Ordinaten  $\varrho$ , Fig. 612, so lassen sich dieser, wie bereits weiter oben bemerkt, die Werthe von  $\varrho$  entnehmen, welche die Zunahme des Wickelhalbmessers für je eine volle Windung angeben, und wir erhalten aus der Figur für die Abscissen

$\omega_1 = 18,21 (2\pi)$	$19,21 (2\pi)$	$20,21 (2\pi)$	$21,21 (2\pi)$	$22,21 (2\pi)$	$23,21 (2\pi)$
$\varrho = 156$ mm	170 mm	187 mm	212 mm	250 mm	318 mm.*

Die Ablenkung der Lastkette vom Auslegerkopf nach dem Krahnssäulenkopf parallel zur Auslegerkette liefert, wie aus dem vorstehenden Beispiel ersichtlich, ungünstigere Werthe für die Auslegertrommel, deren Durchmesser sehr gross aus-

\*) Auch hier sind, wie im ersten Fall, für  $\varrho$  und  $\omega_1$  verschiedene Massstäbe zu wählen, d. h. die Werthe von  $\varrho$  unmittelbar in mm aufzutragen, während man für  $\omega_1$  einen Massstab zugrunde legt, dessen Einheit so anzunehmen ist, dass  $2\pi$  der erforderlichen Ganghöhe der Spirallinie entspricht. In der unteren Hälfte der Fig. 612 ist die Trommelkurve nach den Rechnungswerten aufgetragen, die sich für zusammengehörige Werthe von  $\omega_1$  und  $\varrho$  für  $\alpha = 45^\circ, \alpha = 50^\circ$  u. s. f. ergeben. Dieser Kurve sind die Werthe von  $\varrho$  für  $\omega_1 = 18,21 (2\pi)$ ,  $\omega_1 = 19,21 (2\pi)$  u. s. f. entnommen und nach oben zur vollständigen Ausbildung der Trommelform übertragen.

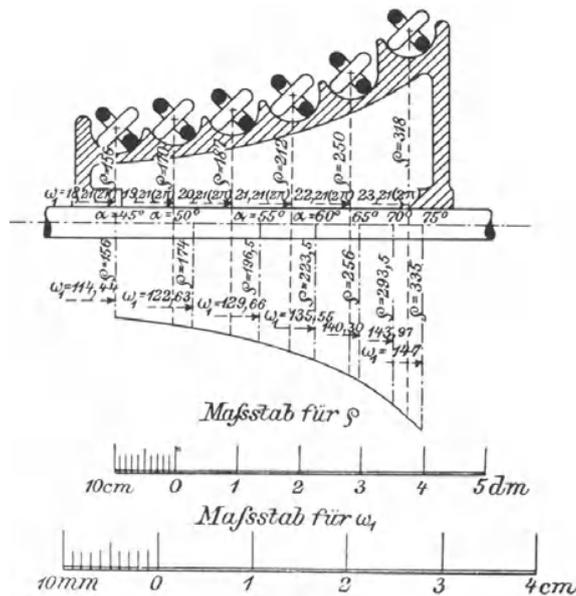


Fig. 612.

fallen, wenn man zur Schonung der Kette den kleinsten Halbmesser nicht aussergewöhnlich beschränkt, aber die Anordnung bietet den Vortheil, dass die Knickbelastung des Auslegers vermindert wird, und dass der Lastkettenzug zwischen dem Auslegerkopf und der Krahnssäule einen erheblichen Theil des Auslegereigengewichts ausgleicht und damit die Arbeit zum radialen Einschwenken der Last noch weiter herabsetzt, als wenn die Lastkette in der Richtung des Auslegers nach der Windentrommel geführt wird. Derartige Krahne bleiben mit belastetem Ausleger infolge der stets vorhandenen Triebwerkwiderstände in den höheren Auslegerlagen frei schwebend stehen, ohne dass die Triebwerke durch Sperrklinken abgestützt zu werden brauchen. Wenn die Krahnssäulen im Verhältniss zum Ausleger hoch gewählt werden, kann sogar die Zugkraft des oberen Lastkettentrums sich auf den Ausleger bis zu seiner selbstthätigen Aufwärtsbewegung steigern. Dieser Fall ist durch Ansetzen der Momentengleichungen um den Fussdrehpunkt

des Auslegers für seine obere Betriebsgrenzlage zu untersuchen und nöthigenfalls durch Verkürzung der Krahnssäule im Entwurf das Eintreten der selbstthätigen Bewegung auszuschliessen, die eine ernste Gefahr für die Sicherheit der ganzen Anlage hervorrufen würde.

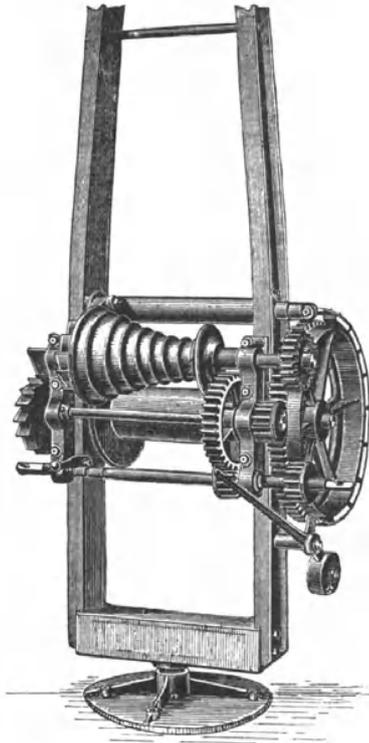


Fig. 613.

Fig. 613 giebt eine Skizze der von Appleby Brothers für leichte Krahne dieser Art gewählten Triebwerksweise mit eiserner Krahnssäule. Die Skizze bedarf nach den vorstehenden Erörterungen keiner weiteren Erklärung.

Die Derricks oder Dreibeinkrahne mit veränderlicher Neigung ihres drehbaren Auslegers besitzen durch die Leichtigkeit der horizontalen Lastbewegung in radialer Richtung, bei gleichzeitiger Schwenkbarkeit für Werkplätze mit grossem Arbeitsfeld, sehr beachtenswerthe Vorzüge, zu denen sich auch verhältnissmässig geringe Anlagekosten und leichte Aufstellbarkeit gesellen. In Deutschland haben die Krahne bisher, trotzdem sie schon vor mehr als 50 Jahren in England zuerst gebaut sind und dort gern gebraucht werden, weniger Beachtung gefunden, als sie mir zu verdienen scheinen. Das behandelte Beispiel zeigt, dass sich solche Krahne noch für 8 bis 10 Tonnen Last, mit 10 m Schwenkhalbmesser für 6,5 m radiale Lastversetzung, ohne Schwierigkeit für Handbetrieb ausführen lassen. In Eng-

land werden diese Krahne auch mit Dampf betrieben und erhalten dann zum Theil eiserne Gerüste. Sonst ist aber dort die Holzkonstruktion, in ähnlicher Weise wie auf der Taf. 49, Fig. 10 und 11, vorherrschend im Gebrauch. Eiserne Gerüste werden für Handbetrieb meist nur ausgeführt, wenn die Krahne nach den Tropen versandt werden.

Das Ausgleichtriebwerk für die veränderliche Ausladung des belasteten Auslegers ist selbstverständlich auch für andere Krahne mit verstellbarem Ausleger in gleicher Weise verwendbar, für schwer belastete Krahne muss man aber darauf verzichten, und verwendet dann Zugspindeln zum Verändern der Auslegerneigung, wie in den früher besprochenen Scherenkrahnen.

Sehr verbreitet sind die Derricks in England bei Neubauten zum Aufziehen der Baumaterialien mit  $\sim 18$  m Auslegerlänge und 40 bis 60 Ctr. Tragkraft, die selbst bei Bauten mittleren Umfanges mit Dampftrieb oder mit Elektromotoren ausgerüstet werden.\*)

\*) Centralblatt der Bauverwaltung, 1898, S. 249. Dampftrieb bei englischen Hochbauausführungen.

Die in Amerika bei Haus- und Kanalbauten, in Steinbrüchen u. s. f. vielfach verwendeten Derricks werden vorwiegend, statt durch feste Streben, nur durch Drahtseile gehalten, die zum Theil über hohe Stützen oder nach so entfernten Verankerungspunkten ausgespannt werden, dass sich der Krahn unter ihnen im vollen Kreise durchschwenken lässt. Auch findet man Säule und Ausleger für die meist sehr leicht gehaltenen Konstruktionen häufig nicht nur in Gitterwerk ausgeführt, sondern auch hierfür mehrfach bloß Drahtseile als Versteifungselemente benutzt. In diesen Fällen werden auf hölzerne Stämme oder eiserne Rohre Armsterne aufgesetzt und die Drahtseile von den Endpunkten der Kernbalken und von einer Reihe von Zwischenpunkten über die nach allen Seiten strahlenförmig vertheilten Sternarme fortgespannt, so dass ein System von Seildreiecken entsteht, deren Grundlinien sämmtlich mit der Längsachse der Säulen- oder Auslegerkonstruktion zusammenfallen, und die durch ihre symmetrische Vertheilung um die Achse die auftretenden Knick- und Biegungskräfte abfangen, wie dieselben auch immer gerichtet sein mögen.

Die Kernbalken oder Rohre werden wegen der grossen Längen — 20 m und darüber — für den Transport aus einzelnen Stücken zusammengesetzt und zwar nur stumpf zusammengestossen. Die Verbindung der Stossfugen wird durch die darüber zusammengeschraubten zweitheiligen Naben der Seilspitzsterne und durch den achsialen Druck vermittelt, den die Seilspannungen auf diese eigenartige Konstruktion ausüben.

Bei Dampftrieb erhalten Dampfmaschine und Kessel ihren Standort auf einer mit der Krahnsäule verbundenen Drehscheibe. Befindet sich eine stationäre Kesselanlage in der Nähe, so wird der Betriebsdampf nicht selten durch eine Rohrleitung von dort entnommen und durch den dann hohl ausgeführten Krahnspurzapfen der Dampfwinde zugeführt, um einen besonderen Kessel zu sparen. \*)

#### **Derrick für die Werft von Blohm & Voss in Hamburg.**

Von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman.

Unter bestimmten, in Fig. 614, S. 748, skizzirten Verhältnissen, wenn es sich darum handelt, Lasten stets von einem bestimmten Platz am Ufer aufzunehmen, kann auch der Dreifusskrahn mit drehbarem Ausleger bei wenig über 180° freier Schwenkbahn für Werften ganz besondere Vorzüge bieten und für die grössten Lasten und Ausladungen bis zu 30 m und mehr gebaut werden, weil auch hier die verhältnissmässig geringen Fundamentirungskosten und das leichte Gerüst die Gesamtanschaffungskosten vortheilhaft herabsetzen und, wie aus der Skizze hervorgeht, einerseits ein reichlich grosses Arbeitsfeld auf dem Schiff bestrichen wird, andererseits der freie Verkehr am Ufer nur geringe Einbusse erleidet und sich bequem zwei Eisenbahngleise unter dem Dreibein durchführen lassen.

Fig. 615 u. 616\*\*), S. 749, stellen die Ausführung eines solchen Krahns von Bechem & Keetman für Blohm & Voss dar, der für 150 t Probelast am grossen und 45 t am kleinen Haken geliefert, diesen Belastungen so anstandslos genügt, dass er im Laufe der Zeit auch im regelrechten Betrieb bis zu dieser Grenze in Gebrauch genommen ist, nachdem ursprünglich bei der Bestellung und Ablieferung im Jahre 1897 nur 100 t, bzw. 30 als Betriebsgrenzlasten

\*) Siehe Fussnote \*) zu S. 612. Schematische Skizzen amerikanischer Derricks mit Drahtseilverstrebung finden sich auch in C. S. Hill, Chicago Main Drainage Channel. Sonderabdruck aus Engineering News, New York 1896, S. 88 u. f. und in Engineering, März 1897, S. 364, wo derselbe Kanalbau mit allen Hilfsmaschinen beschrieben ist.

\*\*) Fig. 614 bis 616 sind der Druckschrift von Bechem & Keetman, „Werftkrahne 1902“, entnommen. Ausführlicher ist über die Anlage in der Z. d. V. d. I. 1898, S. 437 u. f. berichtet.

in Aussicht genommen waren. Die schmal gehaltene Spitze des Auslegerschnabels erweist sich besonders zum Einsetzen von Masten sehr bequem, weil sie gestattet, diese senkrecht, dicht am Schnabel hochzunehmen und einzusenken, ein Verfahren, das die Riesenwerftkrahne mit Laufkatzen wegen ihrer Auslegerbreite nicht gestatten.

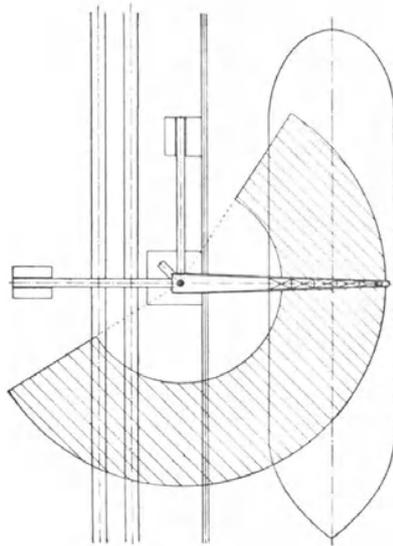
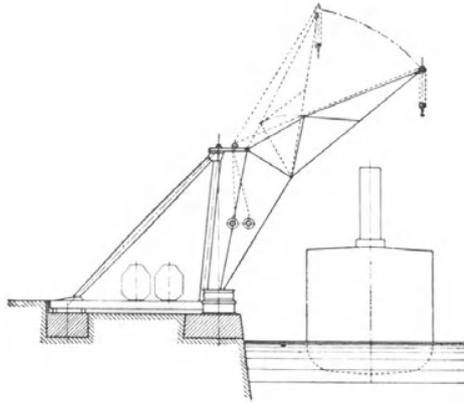


Fig. 614.

Die grosse Last hängt an einem Zwillingsrollenzug mit 8 Seilsträngen und wird 1,3 m/min. gehoben, die kleine an 4 Seilsträngen. Bis 10 t können mit 12 m/min, 10 bis 30 t mit 4 m/min Geschwindigkeit bewältigt werden. Die Schwenkgeschwindigkeit beträgt 30 m/min am kleinen Haken bei seiner grössten Ausladung.

Die Veränderung der Auslegerneigung erfolgt auch hier, wie bei früher besprochenen Kränen von Bechem & Keetman durch zwei Schraubenspindeln aus Siemens-Martin-Stahl, die das letzte Zugglied des Auslegerschnabels bilden, dessen Drehzapfen im Knickpunkt der unteren Druckstreben liegen. Zum Betrieb der Lastwinden dient eine Zwillingsdampfmaschine. Eine zweite etwas tiefer eingebaute Dampfmaschine kann nach Bedarf mit dem Triebwerk der Auslegerspindeln oder mit dem Schwenkwerk gekuppelt werden. Beide Dampfmaschinen sind mit Klug'scher Umsteuerung ausgerüstet.

Der beschränkte Raum an der Quaikante zwang zum Verzicht auf ein Walzen- oder Kugellager am Krahnfuss. Statt dessen ist eine ein-

fache Kreisgleitbahn ausgeführt, die bei vorzüglichen, sorgfältig durchgearbeiteten Schmiervorkehrungen, weit geringere Reibungswiderstände liefert, als in der Rechnung angenommen war.

Der Betriebsdampf wird einer nahe gelegenen Dampfkesselanlage der Werft entnommen und von unten in der Drehachse des Krahns den Maschinen zugeführt.

Die Eisenkonstruktion ist von Harkort in Duisburg geliefert.

#### 9. Laufkrahne.

##### Allgemeines über Bühnenkonstruktionen.

In Montierungswerkstätten und Giessereien werden die Winden zum Heben und Versetzen der Lasten meist auf hochliegenden, fahrbaren Bühnen mit Laufkatzen aufgestellt, um den ganzen Arbeitsraum nach Länge und Breite bestreichen zu können. Die Bühne besteht in der Regel aus zwei Hauptträgern mit oben laufender Katze und zwischen den Trägern herab-

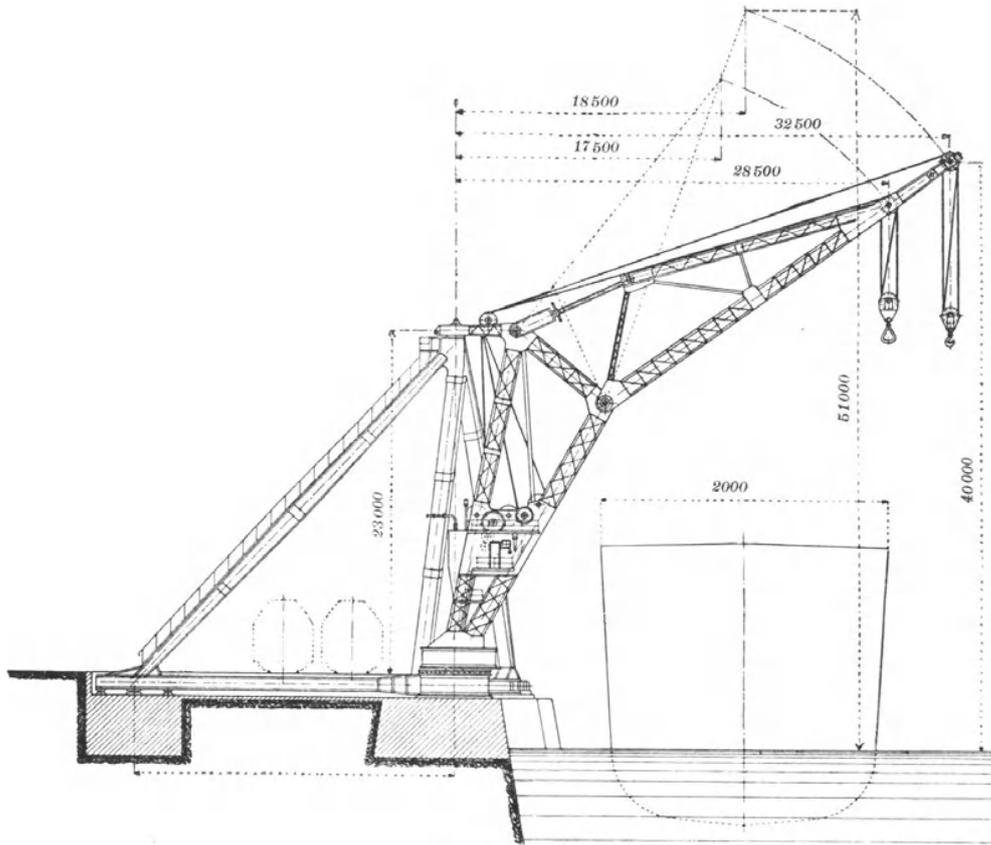


Fig. 615.

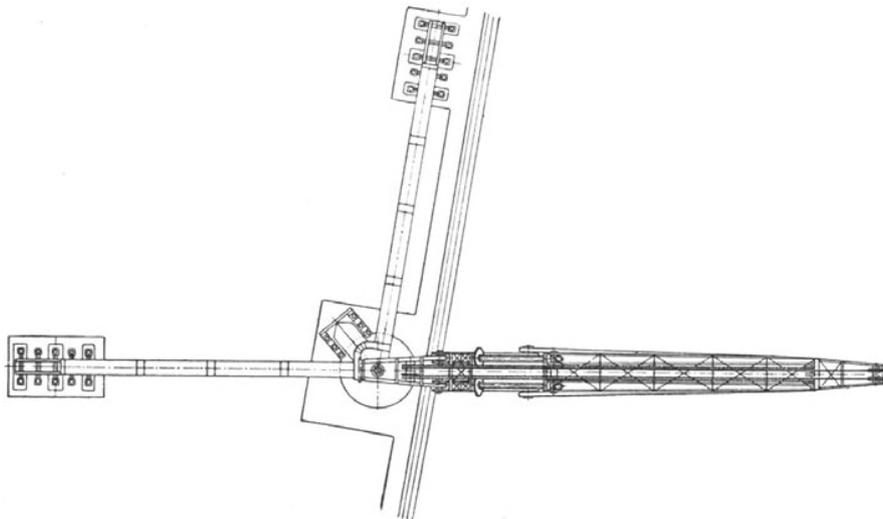


Fig. 616.

hängender Windenkette. Seltener wird die Katzenbahn in der Höhe der Untergurtung auf der Innenseite der Träger eingebaut. Die Querverbindungen der Hauptträgerenden, die sogenannten Kopfstücke, nehmen die Laufräder der Bühne auf. Vergl. Taf. 50 u. 52 bis 56.

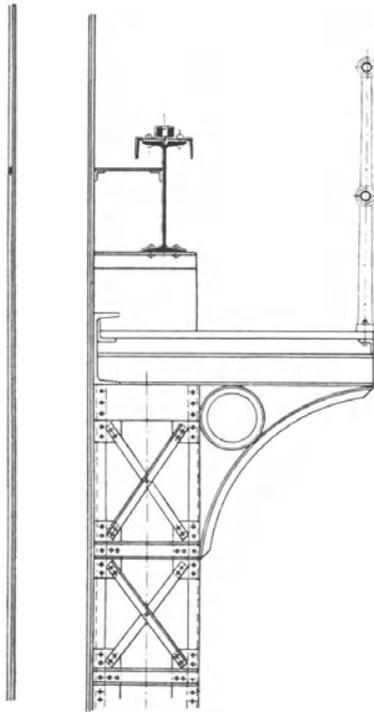


Fig. 617.

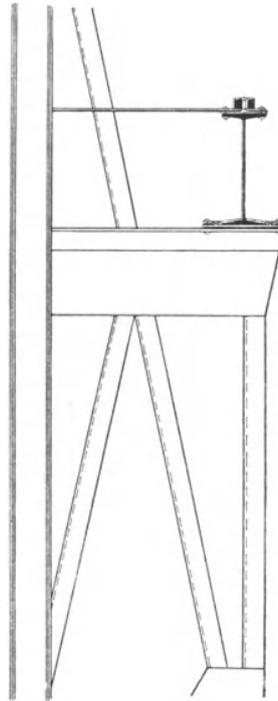


Fig. 618.



Fig. 619.

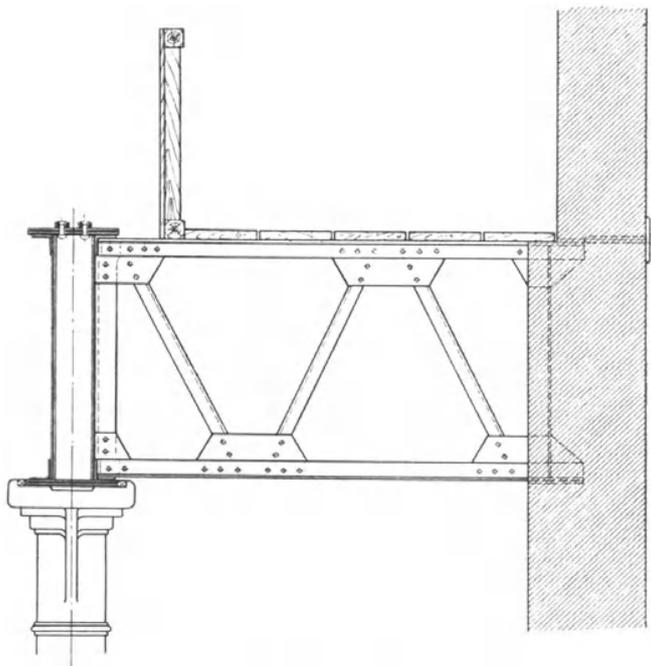


Fig. 620.

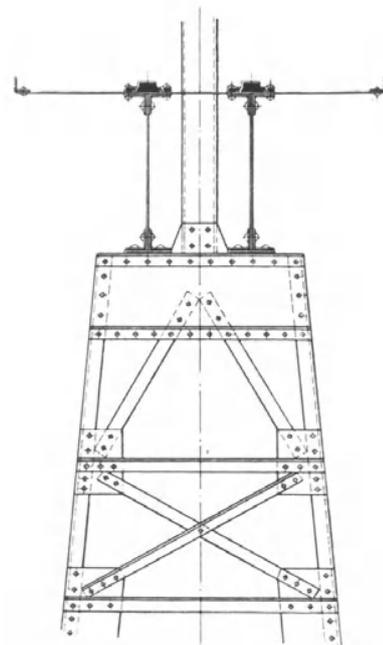


Fig. 621.

Auch in grossen Maschinenhäusern findet man nicht selten derartige Hebevorrichtungen eingebaut, welche die erste Aufstellung der Betriebs-

maschinen erleichtern und für etwaige spätere Auswechslungen schwerer Maschinenteile von vornherein vorgesehen werden.

Die Fahrbahn der Bühne liegt entweder auf Mauervorsprüngen oder auf gusseisernen Säulen oder auch auf schmiedeeisernen Gitterwerkstützen und erfordert für die meist sehr bedeutenden Belastungen besondere Rücksichtnahmen im Entwurf des ganzen Bauplanes, wobei die horizontalen Kräfte nicht ausser Acht zu lassen sind, die von den Fahr- und Beschleunigungswiderständen auf die Bühnenlaufschienen und ihre Unterstützungen einwirken.

Fig. 617 bis 619 veranschaulichen Laufbahnen für leichte, Fig. 620 u. 621 solche für schwere Krahne nach Zeichnungen von Friedrich Krupp-Grusonwerk, wobei auch die an sich wünschenswerthe, aber meist nicht erfüllte Rücksicht auf das Anbringen von Laufstegen neben der Bahn Beachtung verdient. In Fig. 620 sind Laufräder mit Mittelspurkranz vorausgesetzt.

Für die Wahl der Höhe, in welcher man die Krahnlaufbahn verlegt, ist die geforderte Hubhöhe des Lasthakens in der Weise massgebend, dass man für die freie Entwicklung der Bauhöhe der Krahn Bühne und ihrer Katze möglichst reichlichen Spielraum wählt. Beschränkungen in dieser Beziehung vergrössern den nutzbaren Hakenhub nicht, sondern benachtheiligen nur die zweckmässige Konstruktion der Krahnbrücke und Katze und vertheuern die Gesamtanlage durch unnöthig grosse Höhe des gesammten Unterbaues für die ganze Laufbahn. \*)

Die Krahnkonstruktionen werden wegen der hohen Lage der Bühne als Deckenlaufkrahne, seltener als Bühnenlaufkrahne bezeichnet. Meist spricht man kurzweg von Laufkrahnen. Je nach der Breite der Werkstätten schwanken die Spannweiten in der Regel zwischen 5 und 20 m; Ausführungen zwischen 20 und 30 m sind schon ziemlich selten. Die Tragfähigkeit hängt von den Gewichten der grössten Herstellungsgegenstände in der Werkstätte ab. Laufkrahne bis zu 25 Tonnen Tragfähigkeit finden sich an vielen Orten, es liegen aber auch Ausführungen bis 150 Tonnen vor, ohne dass selbstverständlich hiermit eine feste obere Grenze gezogen wäre.

Je nach Last und Spannweite lassen sich die Laufbühnen aus gewalzten I-Balken herstellen, oder sie erfordern genietetete Träger, die für mittlere Lasten und Spannweiten als Blechbalken entworfen werden, während man schliesslich bei grossen Verhältnissen auch zu Fachwerkträgern übergeht.

Im allgemeinen ist mit Fachwerkkonstruktionen eine Gewichtersparniss verbunden, die sich für das Gesammtkrahngewicht aber nur in dem Antheil der Hauptträger bemerkbar macht und von Fall zu Fall andere Werthe annimmt, wie die nachstehende, kurze Zusammenstellung von Bechem & Keetman zeigt, in welcher ausgeführte Gitterträger mit vollwandigen verglichen sind, die für gleiche Belastung und Spannweite unter dem Gesichtspunkt entworfen wurden, durch geeignete Wahl des Verhältnisses zwischen Gurtung und Trägerhöhe auch bei den Blechträgern das Eigengewicht möglichst zu beschränken, um einen vollgiltigen Vergleich zu erhalten.

No.	Tragkraft in t	Spannweite in m	Fachwerkträger- gewicht in kg	Blechträger- gewicht in kg	Mehrgewicht v. H.
1	60	24	12 300	13 500	9,8
2	80	14	5 700	6 300	10,5
3	5	22,7	2 500	3 100	24
4	30	19,4	5 400	6 650	23

\*) Anhaltswerthe für die Durchgangsprofile normaler Krahne enthalten die Laufkrahntabellen im Tafelband.

Abgesehen von der hiernach zum Theil recht erheblichen Gewichtsersparniss, spricht zu Gunsten der Fachwerkträger die geringere Verdunkelung und Schattenwirkung im Werkstatttraum und vor allem ihre wesentlich grössere Seitensteifigkeit im Vergleich zu vollwandigen Blechträgern, sobald es sich um hohe Träger handelt.

Bei genieteten Trägern verjüngt man die Trägerenden nach Massgabe der abnehmenden Biegemomente theils geradlinig, theils mit Rücksicht auf das gefälligere Aussehen durch parabolische Form der Untergurtung.

Die ideelle Annahme, dass sich die Raddrücke der Laufkatze genau in der Stegmittlebene auf die Träger absetzen, trifft in der Praxis nicht zu, weil mathematisch genaue Formen in der Ausführung mit genieteten und gewalzten Trägern nicht zu erreichen sind, die Laufkatzenräder mindestens auf der einen Trägerbahn Seitenspiel haben müssen und auch gelegentlich schiefe Lastdrücke auftreten. Man pflegt daher in erster Linie die Obergurtung, auf der die Katze läuft, besonders kräftig auszuführen und durch vermehrte Lamellenzahl, oder besonders aufgenietete  $\square$ -Eisen zu verstärken — Taf. 55, Fig. 4 — und trägt damit auch dem Umstand Rechnung, dass die in der reinen Biegungstheorie lediglich als Druckwirkung betrachtete Beanspruchung der Obergurtung bei den grossen Spannweiten, thatsächlich Knickanstrengungen äussert und diese Gurtung daher schon deshalb gegen Ausweichen in wagerechter Richtung versteift werden muss.

Die Seitensteifigkeit der Strebenverbände zwischen Ober- und Untergurtung lässt sich bei Fachwerkträgern ohne weiteres durch symmetrische Ausführung des Fachwerkes zu beiden Seiten der Längsmittlebene mit Winkel- und  $\square$ -Eisen erreichen. Vollständige Blechträger mit ihren dünnen Mittelstegen verlangen besondere Versteifungsauflagen aus L- oder  $\square$ -Eisen.

Solche Versteifungen werden sich nach meiner Ansicht auch für die neuerdings von der Differdinger Hütte mit aussergewöhnlicher Flanschbreite bis zu 700 mm Steghöhe auf den Markt gebrachten, gewalzten Träger wegen ihrer verhältnissmässig geringen Stegdicke als wünschenswerth erweisen.

Eine besonders kräftige Seitenversteifung bilden Laufstege, die deshalb nicht nur in Fällen, wo sie zur Bedienung der Katze oder zum Steuern des ganzen Triebwerks nothwendig sind, ausgeführt werden, oder um die Krahn Bühne bequem begehen zu können, sondern für schnellfahrende Krane unentbehrlich sind, um die wagerechten Trägheitskräfte der Krahn- und Lastbeschleunigung aufzunehmen, wenn man nicht kastenförmige Trägerquerschnitte wählt. Man verzichtet daher auf Laufstege meist nur bei langsam laufenden oder untergeordneten leichten Kranen, wenn deren Bedienung im übrigen ohne Laufsteg möglich ist.

Die Laufstege erhalten stets selbstständige Aussenträger aus Fachwerk von gleicher unteren Gurtungsform, wie die Hauptträger, mit wagerechten Querverstrebungen, die oben auch noch den Belag des Laufsteges, hölzerne Bohlen, oder besser, wegen des freien Durchblicks nach unten und der geringeren Verdunkelung des unteren Werkstättenraumes, gelochte Blechtafeln, aufnehmen. Die äusseren Träger werden in senkrechten Ebenen durch diagonale Streben mit den Hauptträgern verbunden. Einfache Abstützung der Stege durch Konsolen an den Hauptträgern ist wegen der Querbiegung, welche dadurch die Stegbleche oder das Fachwerk der Hauptträger erleiden würden, unzulässig.

Es empfiehlt sich, die Laufstegbahn tiefer als die Obergurtung der Hauptträger anzuordnen, um einen gewissen Schutz gegen Abstürzen nach innen beim Begehen des Kranes und bei Arbeiten auf der Bühne zu ge-

währen, und andererseits auch dadurch die durchgehende Transmissionswelle für den Antrieb der Bühnenfahräder auf der Bühne frei zugänglich lagern zu können, um verdeckte Lagerung unterhalb des Steges zu vermeiden.

Die Gesamtanordnung, welche sich hieraus ergibt, ist für einen 10 t-Krahn mit vollwandigen Hauptträgern nach einer Ausführung der Benrather Maschinenfabrik in den Fig. 622 bis 628, S. 754 und 755, wiedergegeben. Die schraffirten Laschen bedeuten Unterlagen.\*)

Die Laufstegge erhalten aussen Schutzgeländer, bisweilen auch auf der Innenseite. Dies empfiehlt sich besonders, wenn der Steg in gleicher Höhe mit Oberkante der Hauptträger liegt, oder wenn blanke Leitungsdrähte frei über die Bühne gespannt sind, die dann mindestens hinter einem Geländer liegen sollten, wie in Fig. 631, S. 757. Die schräg nach innen gerichteten Stützen der Geländerstreben, Fig. 622, S. 754, sind für das freie Begehen des Laufsteges hinderlich und lassen sich leicht vermeiden, wenn man die senkrechten Stäbe zur ausreichenden Befestigung tiefer nach unten führt und dort vernietet oder anschraubt.

Ganz besonderes Gewicht ist auf eine möglichst kräftige und starre Verbindung zwischen den Hauptträgern und den Kopfstücken zu legen, weil die eckende Wirkung der Fahrwiderstände diese Verbindungen sehr stark beansprucht.

Diesen Anforderungen genügt am besten die vollkommene Auflagerung der Hauptträgerenden auf den Kopfstücken mit weit reichenden, wagerechten Laschenblechen zum wirksamen Aussteifen der Ecken. Die Bauart verbietet sich aber häufig durch ihre verhältnissmässig grosse Bauhöhe. Statt dessen begnügt man sich daher meist damit, die Kopfgurtung der Hauptträger über die Kopfstücke des Bühnenwagens fortgreifen zu lassen und schneidet zu dem Zweck die Enden des Stegbleches der Hauptträger, wie in Fig. 628, S. 755, nach dem benachbarten [—Eisenprofil aus.

Auch für Fachwerkträger, deren Endfeld meist mit voller Blechtafel ausgeführt wird, lässt sich die Auflagerung der Obergurtung in ähnlicher Weise durchführen. Beispiele hierfür liefern Fig. 629, S. 756, die einem 30 t-Krahn der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman entnommen ist, sowie Fig. 630 und 631, S. 756 und 757, welche zu einem 25 t-Laufkrahne des Fried. Krupp-Gruson-Werkes mit inneren und äusseren Fachwerkträgern gehören.\*\*)

Wird man durch örtliche Raumbeschränkung gezwungen, auf übergreifende Kopfgurtungen zu verzichten, so sind wenigstens die Stegbleche der Hauptträger bis an die äussere Wange der Kopfstücke durchzuführen, Fig. 3, Taf. 50, um bei dem stumpfen Stossanschluss eine möglichst zuverlässige Verbindung zwischen den Bühnen- und Radkastenbalken zu ermöglichen.

Schliesslich können örtliche Verhältnisse mit besonders starker Beschränkung des Abstandes der Dachkonstruktion von der Fahrbahn auch dazu führen, die Hauptträger unter den Kopfstücken, statt darüber einzubauen, Fig. 632—635, S. 758.\*\*\*) Bei dieser hängenden Bauart wird die Hauptverbindung zwischen den Bühnenträgern und den Kopfstücken durch senkrechte

\*) Die Zeichnungen stammen aus dem Bericht des Verfassers über die Ausstellung in Düsseldorf, Z. d. V. d. I. 1902.

\*\*\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1549, u. 1903, S. 119. Beide Quellen enthalten vollständige Zeichnungen der beiden Krähne und sehr beachtenswerthe Messungsergebnisse über den Energieverbrauch und die günstigen Wirkungsgrade der ganz mit Stirnräderwerken ausgerüsteten Triebwerke.

\*\*\*\*) Die Figuren gehören zu einem 10 t-Krahn von 12,96 m Spannweite der Rheiner Maschinenfabrik von Windhoff & Co. Bericht des Verfassers, Z. d. V. d. I. 1903, S. 383.

Bleche vermittelt, deren obere Hälfte gegen die glatten Stegflächen der Kopfträger ]-Eisen genietet und deren untere Hälfte durch Eckeisenvernietung mit den Stegen der Bühenträger das Gewicht der letzteren aufnimmt.

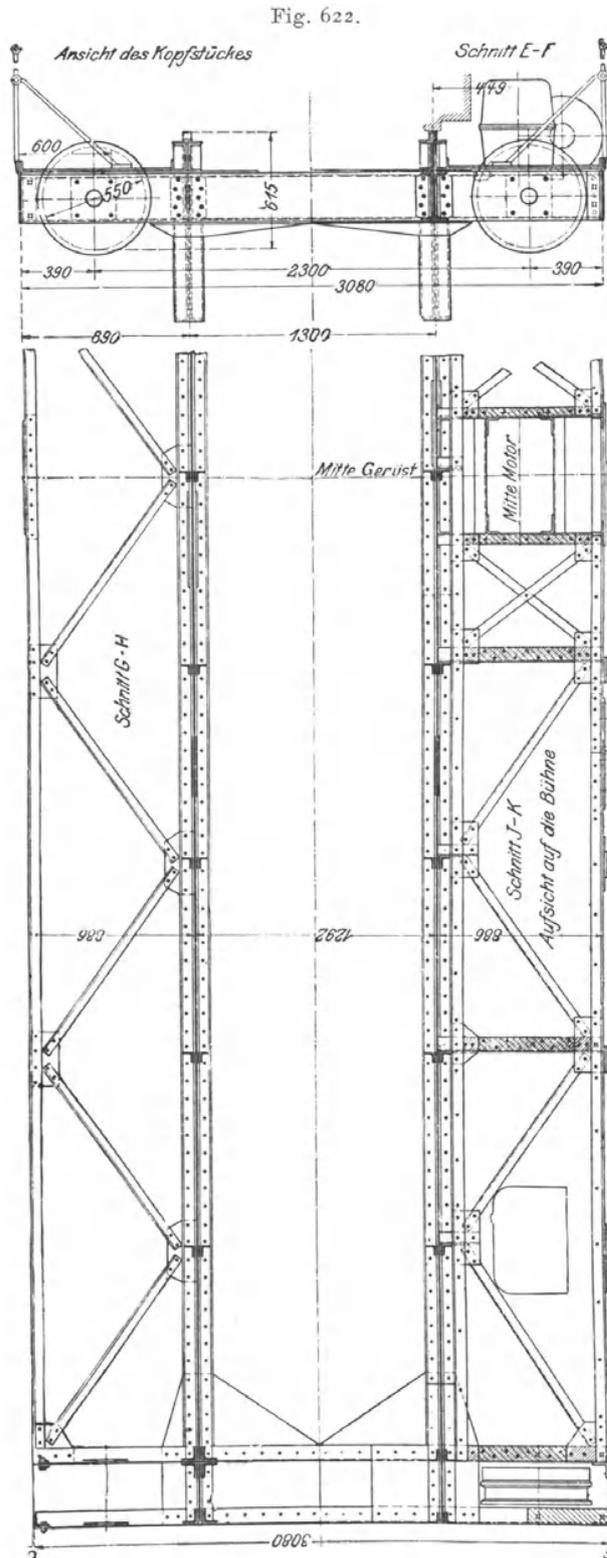
Alle grösseren Krahn  
verlangen beim Über-  
schreiten gewisser Brei-  
tenmasse eine Theilung  
der Eisenkonstruktion  
für den Transport auf  
der Bahn und gestatten  
deshalb den vollständi-  
gen Schluss der Verbind-  
ung erst an Ort und  
Stelle. Meist ersetzt man  
die Nietung an diesen

Schlussverbindungs-  
stellen durch Verschrau-  
bungen, um wenigstens  
in der Werkstatt alles  
vorbereiten und eine vor-  
läufige vollständige Mon-  
tirung ausführen zu könn-  
en, weil auch bei vor-  
gebohrten Löchern Niet-  
ungen am fremden Platz  
nicht selten unzuverläs-  
sig ausfallen.

Das weitverbreitete  
Verfahren, die Trennung  
in der Verbindung zwi-  
schen Hauptträgern und  
Kopfstücken vorzunehm-  
en, verlegt die Theil-  
ung an die ungünstigste  
Stelle, nämlich gerade  
dahin, wo die späteren

Betriebsanstrengungen  
die sorgfältigste Verbind-  
ung verlangen und die  
zuverlässige Überwach-  
ung der Arbeitsausfüh-  
rung durch die Werk-  
stattleitung am noth-  
wendigsten ist.

Die Benrather Ma-  
schinenfabrik hat dafür  
die wesentliche Verbes-  
serung eingeführt, die



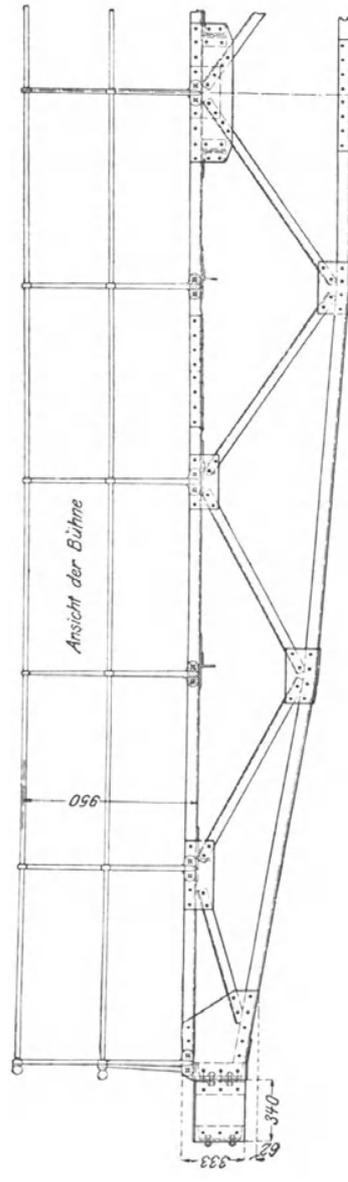
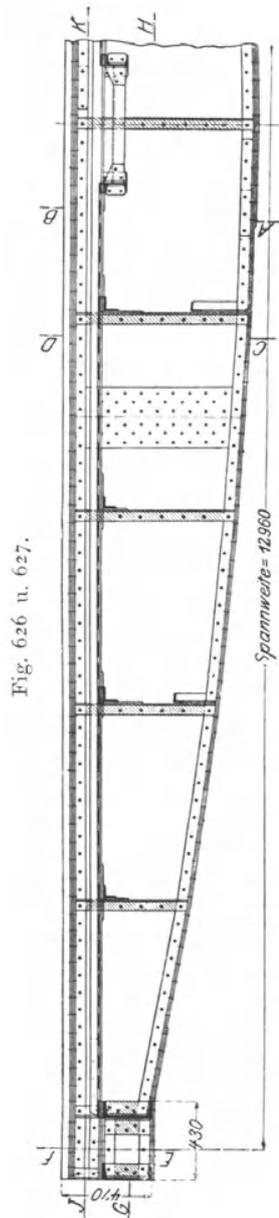
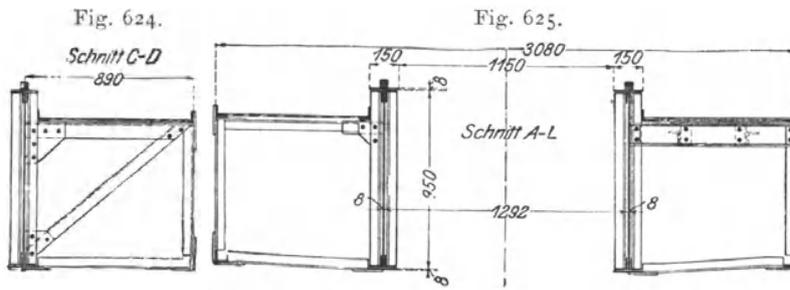
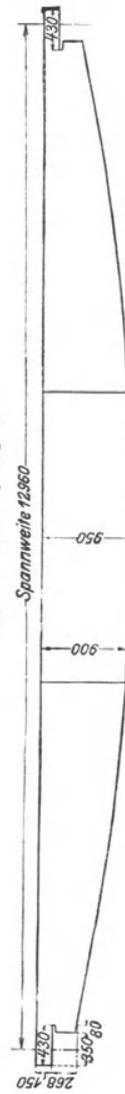


Fig. 628.  
Stegblech des Hauptträgers.



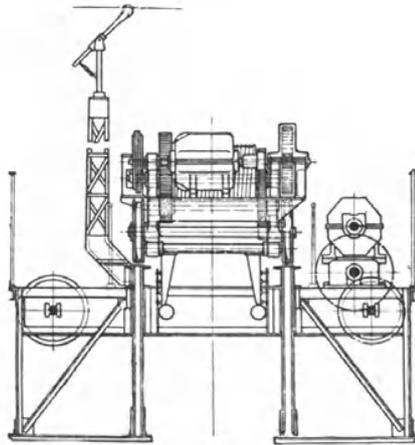


Fig. 629.

Trennfuge in die Längsmittelachse der Krahnbühne zu verlegen, also die Kopfstücke im Querschnitt zu theilen, Fig. 636,\*) S. 759, da, wo die Beanspruchungen am geringsten sind und die nachträgliche Schlussverbindung sich wegen der allseitigen Zugänglichkeit am leichtesten vornehmen lässt. Die Verbindung wird durch allseitig über die Trennfuge gelegte Laschen mit den in der Figur durch kleine Quadrate angedeuteten Schrauben ausgeführt.

Auf diese Weise wird es möglich, bei elektrischen Kränen selbst alle Leitungen vor dem Versandt am Krahn in der Werkstatt fertig zu stellen und die ganze Krahnbühne in zwei Hälften zu transportieren. Die Montage an Ort

und Stelle beschränkt sich auf die Herstellung der Mittelverbindung, Hinaufschaffen der Bühne auf ihre Fahrbahn, das Aufbringen der Katze und der

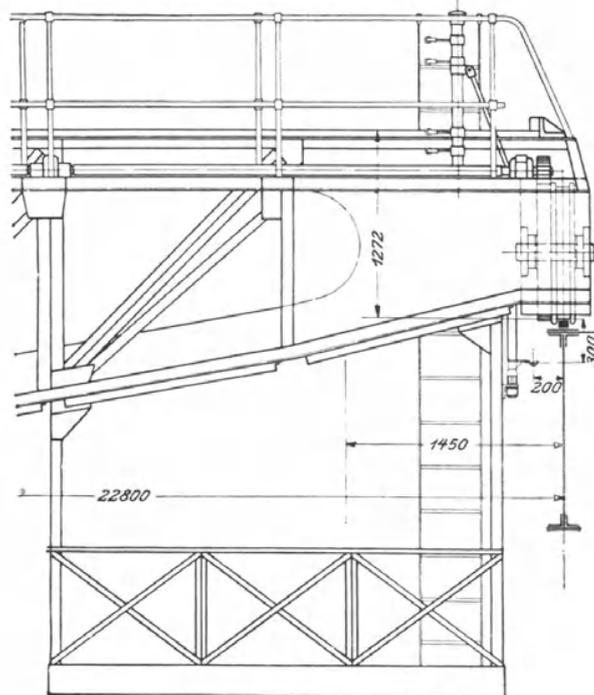


Fig. 630.

Steuerapparate und die Vereinigung der Leitungsanschlüsse zwischen diesen und den entsprechenden Enden der schon am Krahn verlegten Drähte im Führerkorb.

Für Kräne mit hängenden Bühnenträgern, Fig. 632, S. 758, wo die

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung, Z. d. V. d. I. 1902. Die Zeichnung gehört zu einem 30 t-Krahn der Benrather Maschinenfabrik mit 21,34 m Spannweite.

Hauptverbindung zwischen den Bühnenträgern und den Kopfstücken in der Mitte liegt, wählt Windhoff den Ausweg, die Trennfuge aus der Mitte nach den beiden Enden zu verlegen, wie die Stossfugenlaschen in der Figur andeuten, zerlegt also den Krahne für den Transport im wesentlichen in 3 Theile und vereinigt an Ort und Stelle die abgetrennten äusseren Laufstegträger mit den Kopfstücken und den Hauptträgern. Das erfordert umfangreichere Nacharbeiten am Betriebsort, diese bleiben aber auf untergeordnete Verbindungen beschränkt.

Laufkrahnbühnen mit innen, zwischen den Trägern eingebauter Katzenbahn, Taf. 56, liefern auch ohne seitliche Laufstege, Konstruktionen von besonders hoher Seitensteifigkeit, weil sich ihre Stegbleche unmittelbar durch eine gemeinsame Deckgurtung oder durch queraufgenietete Diagonalverbände, sowie durch aussen aufgelegte  $\square$ -förmige Klammern kräftig versteifen lassen; aber die Abhängigkeit bei dieser in Deutschland durch Stuckenholz eingeführten und früher vielfach gewählten Bauart zwischen Träger- und Katzenhöhe beschränkt die Anwendung im all-

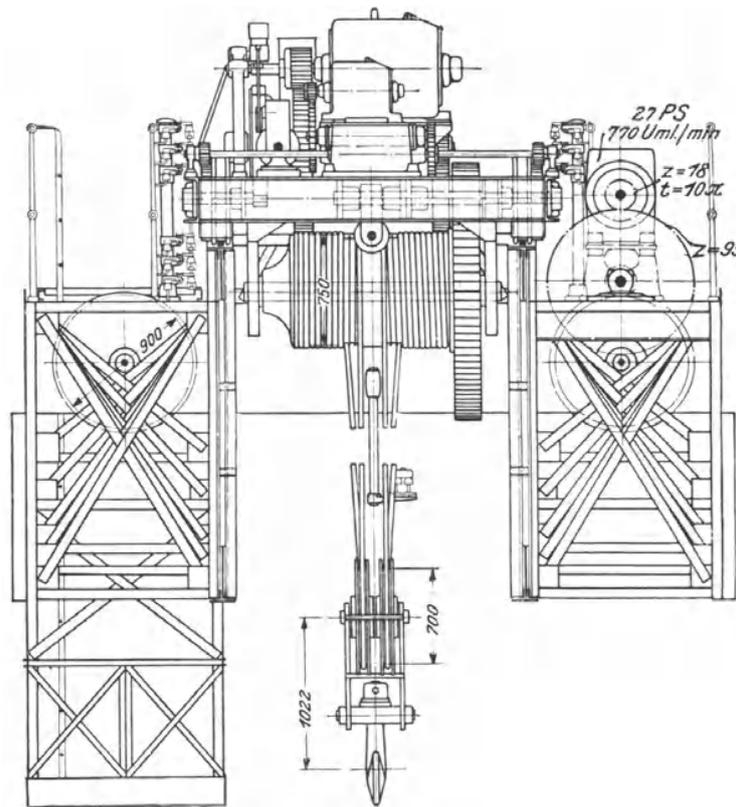


Fig. 631.

gemeinen auf niedrige Katzen, welche durch Zugketten auf ihrer Bahn hin- und herbewegt werden, und ist seit Einführung des elektrischen Betriebes mit Laufkatzen, welche meist die ganze Windenausrüstung und ihr eigenes Fahrtriebwerk mit den zugehörigen Motoren selbst tragen, wegen der grossen Abmessungen solcher vollausgerüsteter Katzen sehr in den Hintergrund getreten.

Die Laufräder der Krahnbühne sollten für schwere Krahne stets

zwischen zwei Lagern in die als Radkasten dienenden Kopfstücke eingebaut werden. Fliegend angeordnete Räder mit kurzen Achsen stellen sich infolge des nothwendigen Lagerspielraums und der Kopfbelastung der Achsen durch den Raddruck stets schief ein und führen unter einseitigem Kanten-

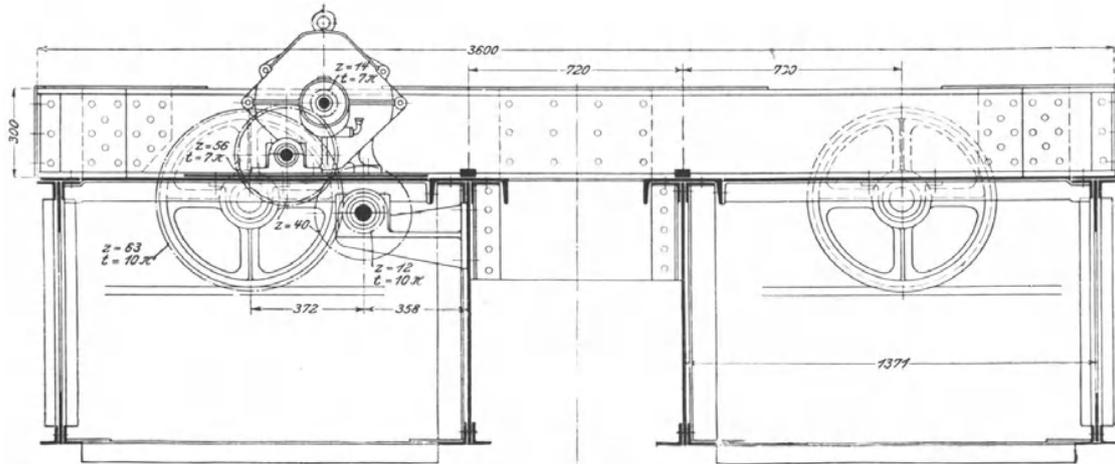


Fig. 632.

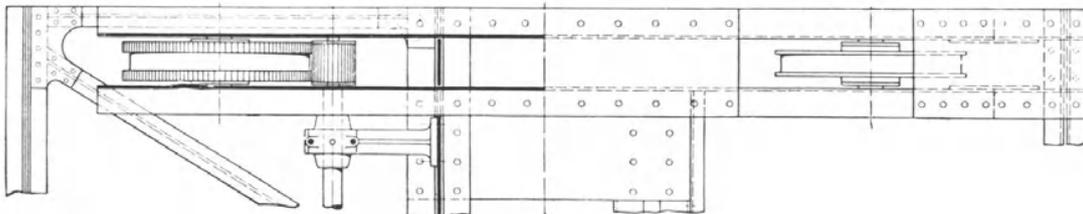


Fig. 633.

druck in den Lagern und unvollkommener Berührung zwischen Umfangsbreite der Radlaufflächen und den Schienen zu schwerem Gang mit starkem Verschleiss. Grosser Radstand ist günstig, muss aber mit Rücksicht auf die Ausnutzung der Fahrbahnlänge für den Hakenweg beschränkt werden.

Man wählt den Radstand in der Mittel etwa gleich 1:6 der Spannweite. Über die zulässigen und üblichen Raddrucke siehe die früheren Angaben, S. 348, Gl. 276 bis 278.

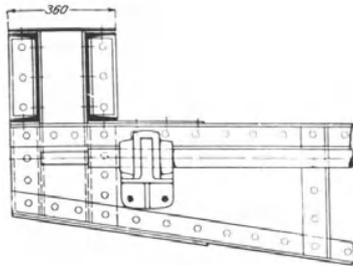


Fig. 634.

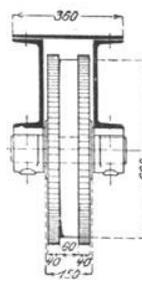


Fig. 635.

Für den gleichmässigen Fahrtrieb der Bühne werden stets zwei gegenüberstehende Räder durch eine gemeinsame, über die ganze Spannweite des Krahn durchlaufende Zahnradervorgelegewelle angetrieben. Der Antrieb dieser Welle erfolgt am besten von der Krahnmitte aus, um in den beiden Wellenschenkeln möglichst gleiche Drehfederung zu erhalten, weil anderenfalls der Eingriff des kürzeren Wellenschenkels dem des längeren voreilt und die an sich schon stets vorhandene Neigung der Bühne zu eckender Fortbewegung unterstützt. Sprechen andere Gründe dafür, den Bühnen-

fahrmotor am Ende, statt in der Mitte aufzustellen, so pflegt man der vorstehenden Forderung bei grossen Krahnen durch eine besondere zweite

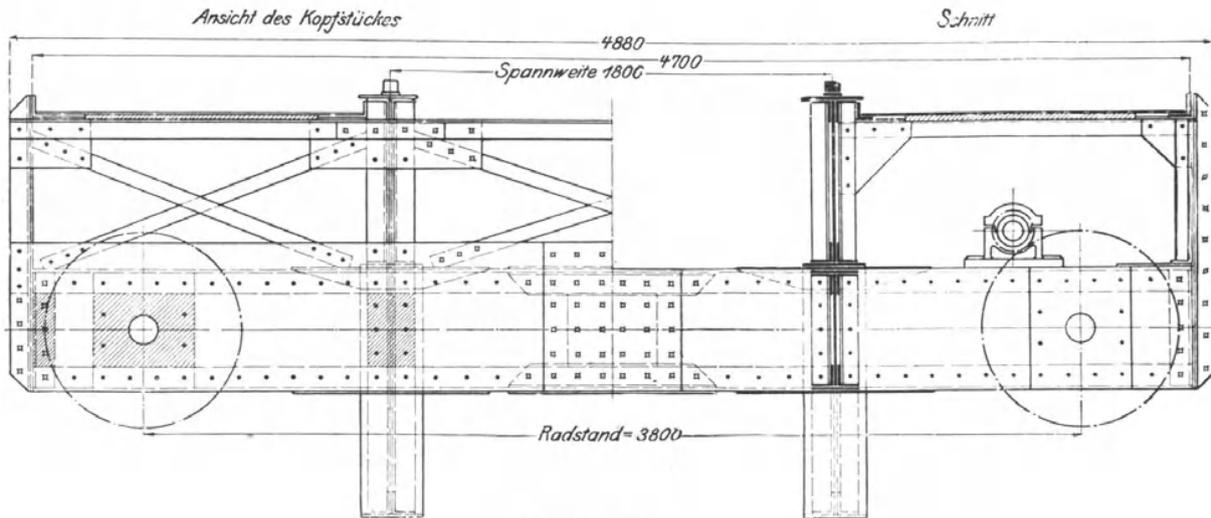


Fig. 636. 1 : 30.

Vorgelegewelle zu genügen, welche vom Motor bis in die Krahnmittle reicht und erst hier den Antrieb auf die durchlaufende Transmissionswelle für die Laufräder abgibt.

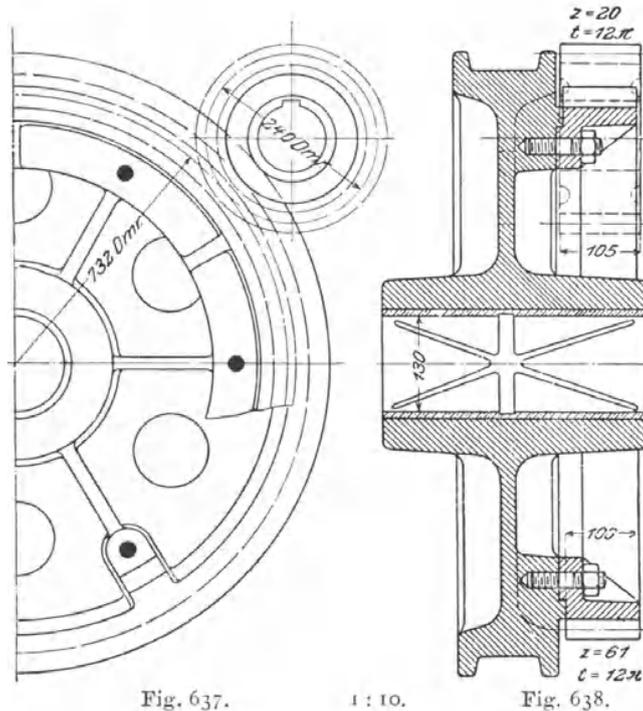


Fig. 637.

1 : 10.

Fig. 638.

Die Bühnenräder werden fast ausnahmslos mit doppelten, seitlichen Spurkränzen, Fig. 637 u. 638\*), selten mit einfachem Mittelspurkranz aus-

\*) Ausführung der Benrather Maschinenfabrik A.-G. Düsseldorfer Ausstellungsbericht des Verfassers, Z. d. V. d. I. 1902.

geführt und müssen auf genau gleichen Durchmesser abgedreht oder bei Hartguss geschliffen werden. Der Antriebszahnkranz wird meist, wie im vorliegenden Fall, mit dem Laufrad verschraubt. Das Verfahren, statt dessen, wie in Fig. 635, S. 758, angedeutet, die Laufradspurkränze als Zahnräder auszufräsen, ist nur für leichte Krahn und auch hier vor allem nur für Laufkatzenräder statthaft, weil sich die Zahnprofile beim Anlaufen an die Laufschiene leicht verquetschen.

Da mit dem Ecken der Bühne beim Fahren auch die Gefahr vorhanden ist, dass sich die Laufräder durch ihre Spurkränze auf die Schienen hinaufzwängen und entgleisen, pflegt man zum Schutz hiergegen bei geeigneter Schienenform entweder Führungsklammern anzuordnen, die den Schienenkopf mit ausreichendem Spiel umschliessen, aber das Aufsteigen der Räder verhindern, oder man nietet unter die Radkastenbreite Fussplatten, welche dicht über die Schienenköpfe fortstreifen und den Krahn beim Entgleisen sofort abstützen.

Die Laufräder werden entweder ganz aus Stahlguss oder wenigstens mit Stahlbandagen, bisweilen aus Hartguss hergestellt. Für die Schienen verwendet man entweder Eisenbahnschienen oder häufiger Stahlschienen von einfach rechteckigem Querschnitt. Letztere werden meist durch versenkte Kopfschrauben mit dem darunter liegenden Hauptträger verschraubt, wobei die Schrauben in der Regel bis in den Trägersteg eindringen. Zum festen Anziehen erhalten die Schrauben Vierkantköpfe, die erst nachträglich abgeschnitten werden. Vergl. im übrigen die Skizzen Fig. 617 bis 621, S. 750. — Das Vorstehende gilt auch für die Katzenbahnschienen auf der Bühne.

Für schnellfahrende Krahn sind Katzen- und Bühnenschwerpunkte in bezug auf die zugehörigen Radstützpunkte genügend tief zu legen, um Kippgefahren durch die wagerechten Trägheitskräfte bei schroffem Anhalten zu vermeiden.

Durchschnittlich wählt man die Fahrgeschwindigkeit lebhaft benutzter Laufkrahne etwa so viel Meter in der Minute, wie die Halle lang ist, und findet daher vielfach Geschwindigkeiten von 60 bis 120 m/min. Die Katzenschwindigkeiten liegen in der Regel zwischen 15 bis 30 m/min, für Hüttenkrahne meist höher bis 45 m/min und mehr.

#### Allgemeines über den Betrieb von Laufkrahnen.

Der Betrieb der Laufkrahne erfolgt je nach den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit und der Verfügbarkeit über Elementarkraft von Hand, durch Transmissionen oder durch eigene Kraftmaschinen.

Für Handbetrieb pflegt man die Lastwinde mit dem Fahrtriebwerk der Laufkatze in die Katze selbst einzubauen und getrennt davon das Fahrtriebwerk der Bühne an der Bühne unterzubringen. Meist erfolgt dann der Antrieb von unten durch Haspelketten, seltener und nur für schwere und ziemlich andauernd benutzte Krahn durch Kurbeln, weil im ersten Fall jeder beliebige Arbeiter den Krahn selbst bedienen kann, im andern erst die Bühne bestiegen werden muss oder dauernd die erforderlichen Bedienungsmannschaften sich oben aufhalten müssen. Behindern die aufzunehmenden Lasten den freien Gebrauch der von der Laufkatze herabhängenden Haspelketten, so kann man das ganze Triebwerk an einem Bühnende vereinigen und die Kraft durch horizontale Kettenzüge zum Heben der Last und zum Fahren der Laufkatze fortleiten, verliert dadurch aber selbstverständlich an Kraftausnutzung. Gerade für solche Fälle treten die Vorzüge des für dauernde Anstrengung leistungsfähigeren Kurbelbetriebes in den Vordergrund, und Stückenholz verlegt daher nicht selten das Antriebwerk auf eine Plattform, die er durch ein Korbgerüst in etwa 2 m Höhe über dem Fussboden an einem Bühnende aufhängt, um den

darunter liegenden Werkstattraum frei bestreichen zu können und im übrigen den Arbeitern, die den Krahn benutzen wollen, jederzeit das Besteigen des Arbeitsplatzes mit einer kurzen Leiter zu ermöglichen.

Da, wo Handbetrieb nicht ausreicht, war man früher auf Transmissionsbetrieb, d. h. auf die Kraftabzweigung für den Krahn von einem Wellenstrang oder einer Seiltransmission angewiesen, die, hart an der Fahrbahn der Bühne angeordnet, die Kraftentnahme bei jeder Bühnenstellung ermöglichen. Laufkrahne mit eigener Kraftmaschine kamen, so lange nur die Dampfmaschine hierfür zur Verfügung stand, wegen des grossen Platzbedarfes für Kessel und Maschine bei den meist beschränkten freien Höhen über der Krahn Bühne nur sehr vereinzelt und für ganz besonders schwere Krahne in Betracht. Auch die Entwicklung der Gasmotoren beeinflusste den Krahnbau nicht, weil die Schwierigkeiten der Gas- und Kühlwasserzuleitung für die ortsveränderliche Bühne und der intermittirende Betrieb der Anwendung dieser Kraftmaschinen für Laufkrahne hinderlich waren.\*) Ein Theil dieser Schwierigkeiten besteht auch für die Verwendung der freilich erst viel später ausgebildeten Benzinmotoren, die das Feld bereits durch die inzwischen mit grossem Erfolg eingeführten Elektromotoren besetzt fanden.

Von den Krahnen mit Transmissionsbetrieb sind die mit Wellen die ältesten und haben sich lange in wenig veränderter Bauart, besonders für schwere Laufkrahne behauptet, auch als Ramsbottom 1861 die Seiltransmissionen einführt und den Kreisseiltrieb für Laufkrahne erfand.

Die Krahne mit Wellenbetrieb entnehmen die Kraft einem neben der Fahrbahn gelagerten Wellenstrang von quadratischem Querschnitt mit eingedrehten cylindrischen Lagerstellen durch ein auf ihm gleitendes, am Bühnenkopf gelagertes Schlepprad. Dieselbe Bauart lässt sich verwerthen, um auch der Katze die Triebkraft auf der Krahn Bühne für ihr Fahrwerk und die Winde weiter zuzuführen, wenn nicht etwa alle Triebwerke am Bühnenkopf vereinigt werden, und die Katze nur den verschiebbaren Lasträger bildet, der durch endlose Zugketten hin- und hergezogen, einen Flaschenzug zwischen Leitrollen, wie in Fig. 512, S. 613 aufnimmt, dessen arbeitendes Kettentrum von der feststehenden Winde am Bühnenende auf- oder abgewickelt wird.

Die Schleppräder verlangen für die freie Durchfahrt Ausweichlager zur Unterstützung der Wellen, auf denen sie gleiten, und die unter solchen Verhältnissen mehr oder minder unvollkommene Lagerung der Wellenstränge setzt neben der verwickelteren Konstruktion gleichzeitig den Wirkungsgrad der ganzen Anlage nicht unerheblich herab. Dazu gesellt sich bei Krahnen mit fester Winde und grosser Spannweite die Nothwendigkeit auch die Lastkette zwischen Laufkatze und Winde durch ausweichende Stützen zu tragen, um das Niedergehen der leeren Hakenflasche beim Abwinden zu sichern, die sonst durch das Eigengewicht des wagerechten Zugtrums zurückgehalten werden kann. Die grossen Fahrwiderstände der einfachen Laufkatzen mit Leitrollen und Zugketten sind S. 618 u. f. nachgewiesen. Trotzdem fand diese Bauart unter dem leitenden Einfluss von Stuckenholz vor der Einführung des elektrischen Betriebes weite Verbreitung, weil sie andererseits den Vortheil bietet, dass die Last unabhängig von der Spiral-

\*) Über den ebenfalls seltenen, vor etwa 10 Jahren in Amerika aufgetauchten Laufkrahnbetrieb mit Pressluft finden sich einige kurze Angaben, Bd. II, S. 758. Hydraulischer Betrieb kommt nur hie und da für die Hubvorrichtung bei Laufkrahnen in Hüttenwerken in Betracht, wenn der Krahn im übrigen elektrisch betrieben wird, also die Druckpumpe des Hubkolbens elektrischen Antrieb erhält und die hydraulische Hebevorrichtung nur eingebaut wird, um laufendes Ketten- oder Seilwerk für gefährliche Lasten, grosse Giesspfannen u. dergl., zu vermeiden.

wicklung einfacher Trommeln senkrecht aufsteigt und die Vereinigung aller Triebwerke am Bühnende dem Krahnführer einen festen Standort anweist, wo die Steuerhebel für die drei durch Wendegetriebe von einer gemeinsamen Welle abgezweigten Fahrwerke der Bühne und Katze und des Windenwerks an einer Stelle vereinigt werden können. Der Krahnführer befindet sich dann entweder oben neben dem Triebwerk oder, zur besseren Übersicht über die Lastbewegungen, in einem unter den Bühnenträgern aufgehängten Korb, in den die Steuerhändler hinabreichen. Bringt man dagegen bei mechanischer Krafttransmission Winde und Katzenfahrtriebwerk in der Laufkatze selbst unter, so sind entweder kalibrierte oder Gelenkketten mit Daumenrollen zum senkrechten Heben der Last oder Zwillingstrommeln mit symmetrischer Aufwicklung erforderlich und der Krahnführer muss auf dem Bühnensteg dem Katzenlauf folgen, um die wandernden Triebwerke zu steuern. Ausserdem bedarf es besonderer über die ganze Bühne fortreichender Steuerzüge, um das Fahrtriebwerk der Krahn Bühne von jeder beliebigen Katzenstellung aus ein- und ausrücken zu können.

Die Anwendung des Seiltriebs beseitigt die schwerfälligen, langsam laufenden Wellen mit ihren Ausweichlagern und gestattet, das Treibseil unmittelbar über eine am Bühnende gelagerte Antriebsrolle fortzuleiten, von der die Einzeltriebwerke des Krahnes abgezweigt werden.

Ramsbottom verfolgte bei Einführung des Seilbetriebs den leitenden Gedanken auch sofort noch bis zur äussersten Grenze und benutzte das beliebig ablenkbare Seil, um es aus der Fahrrihtung der Bühne auf der Bühne selbst über diese hin und zurück zu leiten und in diesen Lauf unmittelbar die Antriebsrollen des Bühnenfahrwerks und der mit selbstständigem Fahrwerk und Winde ausgerüsteten Katze einzuschalten, so dass es nur einfacher Andruckrollen für das hin- und zurücklaufende Trum oder mechanischer Wendegetriebe bedurfte, um jedes der drei Triebwerke bei beliebiger Bühnen- und Katzenstellung in oder ausser Thätigkeit zu setzen. Er verwirklichte den geistvollen Gedanken dieses Kreisseiltriebs durch Verwendung schwacher, besonders biegsamer und leichter Baumwollseile von nur 16 bis 20 mm Dicke, mit sehr hoher Laufgeschwindigkeit, 25 m/sec, zum Übertragen der erforderlichen Arbeitsenergie und sicherte die gleichmässige Seilspannung durch Einschalten einer belasteten Spannrolle in den Seillauf. Beachtenswerth für den allgemeinen Maschinenbau ist, dass er bei dieser Gelegenheit, schnelllaufende Transmissionen, Kreisseiltrieb und Baumwollseile gleichzeitig in die Praxis einführte und damit den Anstoss zur Verwendung dieser drei Konstruktionselemente für weitere Fälle gab.

Die erste derartige Anlage wurde von Ramsbottom für die Reparaturwerkstätten der London North-Western Railway Company in Crewe 1861 für Krahn von 25000 kg Tragkraft ausgeführt. \*) Auch in Deutschland fand die für damalige Zeiten bahnbrechende Neuerung eine ganze Reihe von Ausführungen.

Die Ramsbottom'sche Konstruktion wurde aber nach längerer Zeit wieder verlassen, weil einmal der Kraftverbrauch dadurch unverhältnissmässig gesteigert wird, dass der Seiltrieb in seiner ganzen Ausdehnung durch den Werkstättenraum und auf der Krahn Bühne während der Betriebsfähigkeit der Krahn in Thätigkeit bleibt, um jederzeit an einer beliebigen Stelle ein einzelnes Triebwerk der Krahnmaschine einrücken zu können, — ein Nachtheil, der übrigens auch den Krahn mit Wellenbetrieb wenigstens

\*) Vergl. die Mittheilungen von Lenz hierüber in der Z. d. V. d. I. 1868, S. 290, oder die erste Auflage der Hebezeuge, S. 484 u. f., mit Textfiguren und Taf. 32 bis 34, sowie über einen anderen englischen Krahn mit Seilbetrieb von Sampson Moore, Practical Mechanic's Journal 1866, S. 242, und hiernach Zeichnung und Beschreibung in den früheren Auflagen der Hebezeuge, zuletzt 3. Aufl., Bd. I., S. 700 u. f. mit Taf. 48.

für die Haupttransmissionswelle anhaftet — und weil ferner die ausserordentlich starken Übersetzungen zwischen der Seil- und der Lasthaken-geschwindigkeit durch Schneckengetriebe und Räderwerke im Verhältniss bis 1 : 3000 sehr grosse Arbeitsverluste bedingen. Die Treibseile gehen bei dauerndem Betrieb durch die vielfachen Ablenkungen unter mehrfachem Richtungswechsel schnell zu Grunde.

Der Wirkungsgrad der Ramsbottom'schen Krahne betrug im allgemeinen nur 0,35, wobei allerdings nicht übersehen werden darf, dass die damalige Ausführung der Schneckentriebwerke mit offenen Schmiertrögen und die ausschliessliche Verwendung roh gegossener Zahnräder einen wesentlichen Antheil an den Verlusten tragen.

Nach diesen Erfahrungen beschränkte zuerst Bredt, der technische Leiter der Firma Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr, den Seilbetrieb auf die Haupttransmission in der Werkstätte und zweigte hier die Kraftübertragung für die drei Laufkrahntriebwerke durch Reibwendegetriebe ab, so dass jede dieser Zweigtransmissionen in ihrer ganzen Ausdehnung erst für den Bedarfsfall eingerückt wird, und nur die Haupttransmission dauernd läuft.

Je nachdem man die drei Zweigtransmissionen einzeln vom Treibseil in Thätigkeit setzt oder unmittelbar nur eine kurze Hauptwelle auf der Krahnbühne antreibt und die Kraftzweige erst an diese anschliesst, hat man in der Ebene des Seillaufes am Bühnenende drei Übertragungsrollen oder nur eine einzige einzuschalten.

Man führt das Seil durch Leitrollen derart über die Kopfrollen der Zweigtransmissionen, dass es jede Treibrolle möglichst auf ihrem halben Umfang umspannt. Deshalb wird das Seil unter den Leitrollen durch und über die Treibrollen fortgeführt. Bei mehreren hintereinander liegenden Treibrollen genügen zwei Leitrollen, je eine an der ersten Auflaufstelle und am Ablauf der letzten Treibrolle, indem das Seil die einzelnen Treibrollen der Reihe nach in wechselweise auf- und absteigenden Schlingen umspannt. Da die Zahl der Richtungswechsel im Seillauf mit der Rollen-zahl wächst und das Seil, gleiche Höhe der Achsenlager vorausgesetzt, beim unmittelbaren Übergang von einer Treibrolle zur anderen weniger als den halben Umfang umspannt, ist die Verwendung einer einzigen Seiltreibrolle mit nachträglicher Kraftverzweigung ihrer Welle, der unmittelbaren Theilung des Antriebs durch drei Treibrollen für die drei Transmissionszweige der Krahnbühne vorzuziehen.

Bei den Transmissionen auf der Krahnbühne kommen in erster Linie nur Wellen mit Räderwerken oder Schneckengetrieben in Betracht. Unter Umständen können auch an einzelnen Stellen Riemen mit Vortheil verwendet werden. Versuche, neben dem Haupttransmissionseil auf der Krahnbühne ein- und ausrückbare Seiltriebe für die Laufkatzen mit eingebauter Lastwinde zu benutzen, haben sich nicht bewährt.

Neben den Seiltriebkranken behaupteten sich die Krahne mit Wellenbetrieb für besonders schwere Ausführungen. Ein Beispiel hierfür liefert der noch 1890 von Schürmann für die Kanonenwerkstatt von Krupp entworfene und in zwei Exemplaren ausgeführte Krahne mit 75 t Tragfähigkeit, Taf. 53.

Die Entwicklung des elektrischen Betriebes befreite die Laufkrahne vom Transmissionsbetrieb der Krahnhalle und ermöglichte die Ausrüstung mit eigenem Motor, indem an die Stelle der laufenden mechanischen Seil- oder Wellentransmission einfache, blanke Kupferdrähte mit Schleifkontakten an der Bühne traten, die keinerlei Wartung bedürfen und einen grossen Theil der mechanischen Kraftverluste von vornherein beseitigen. Die anfänglich unvollkommenen elektrischen Anlasser und mangelhaften Motoren mit Umsteuerung, sowie das Haften an den hergebrachten Bauarten der

eigentlichen Krahntriebwerke, beschränkte die Verwandlung des Krahnbaus auf die Anwendung eines einzelnen Elektromotors, der an die Stelle der bisher benutzten Kraftquelle trat und im wesentlichen nur den Vortheil bot, auf der Krahnbühne selbst mit wenig Platzbedarf aufgestellt werden zu können. Hierbei blieb das Wendegetriebe mit 3 Reibkupplungen für die drei Krahntriebwerke ein nothwendiges Konstruktionselement, aber in verhältnissmässig kurzer Zeit entwickelte sich aus dem Einmotorenbetrieb, in voller Würdigung des wirthschaftlichen Vortheils, dass sich der elektrische Energieverbrauch selbstständig der jeweiligen Nutzleistung anpasst, der Krahnbau mit getrennten Motoren für die einzelnen Triebwerke, und die mechanischen Wendegetriebe wurden durch Umsteuerbarkeit der Motoren ersetzt. Den Mehrkosten der einzelnen Motoren steht die Ersparniss durch die weitgehendste Beschränkung der mechanischen Transmissionen, die vereinfachte Bedienung durch Verbindung der Bremsen mit dem elektrischen Steuerwerk und schliesslich der Vortheil gegenüber, dass jeder Motor erst in dem Augenblick in Thätigkeit gesetzt wird, wenn er zur Arbeit gebraucht wird, während beim Einmotorenbetrieb der Motor meist auch während kürzerer Arbeitspausen durchläuft, um die mechanischen Wendegetriebe jederzeit sofort einrücken zu können. Hiernach bildet der Krahnbau mit getrennten Motoren als letzte Entwicklungsform die Regel und alle übrigen Laufkrahnssysteme treten demgegenüber mehr oder minder in den Hintergrund; aber die vorangegangenen Konstruktionen behalten auch heute noch in der hergebrachten Form oder in gemischter Verwendung Gebrauchsfähigkeit und man ist nicht selten gezwungen, bei Neuanlagen darauf zurückzugreifen. So kann z. B. das Krahnssystem mit innen, zwischen den Trägern laufender Katze, fester Winde am Trägerende und endlosen Zugketten für die Katzenfahrt, trotz der grossen Fahrwiderstände im Vergleich mit einer Katze, die mit selbstständigem Fahrmotor ausgerüstet ist und das ganze Windenwerk selbst trägt, ausgeführt werden müssen, wenn bei vorhandenen Laufbahnen der Abstand zwischen Schienen und Dachbindern für fahrbare Winden nicht ausreicht, oder bei Nietlaufkrahn mit der stetigen Aufeinanderfolge ganz kurzer Hübe für die eigentliche Nietarbeit und den geringen Anforderungen an die Fahrbeweglichkeit des Krahnes, der Einmotorenbetrieb den Vorzug vor getrennten Motoren verdienen. Der im ganzen verlassene Seilbetrieb taucht mit Vortheil wieder bei den kleinen Laufkrahn zur Bedienung der Gefrierformen bei Eismaschinen auf, u. s. f.

Angesichts der beschränkten Regulirverfahren für Nebenschluss- und Drehstrommotoren durch Widerstandschaltung, bei an sich unter verschiedener Belastung gleichbleibender Umlaufzahl, tritt die hervorragende Eigenschaft der Hauptstrommotoren, rasch und kräftig anzulaufen und abgesehen von den Hilfsmitteln der Tourenregulirung durch die Steuerung, selbstthätig mit verminderter Belastung höhere Geschwindigkeiten anzunehmen, für den Laufkrahnbetrieb mit der Einführung getrennter Motoren für jeden Triebwerkzweig ganz besonders in den Vordergrund. Sie gewähren den Vortheil, dass sich sowohl die Hub-, wie die Fahrgeschwindigkeiten von Bühne und Katze selbstthätig steigern, sobald nur der leere Haken zu heben ist oder leichtere Lasten zu bewältigen und durch den Werkstättenraum zu schaffen sind. Aber auch hier giebt es Fälle, in denen man auf Hauptstrommotoren verzichten und Nebenschluss- oder Drehstrommotoren anwenden muss, wie z. B. in Lokomotivwerkstätten, wenn Lokomotiven durch zwei benachbarte zusammenarbeitende Laufkrahne gehoben werden sollen, wobei nach der Bauart der Lokomotiven beide Krahne ganz verschieden belastet sind. Ausserdem haben für Gleichstromanlagen bei freier Wahl die Nebenschlussmotoren das Feld behauptet, soweit noch Krahne mit einem einzigen Motor gebaut werden, weil hier der Motor nur für längere Betriebs-

pausen abgestellt wird, das schwächere Anzugmoment für den stets leer anlaufenden Motor genügt und andererseits in den Leerlaufzeiten die selbstthätige Beschleunigung der Hauptstrommotoren störend wirkt.

Die Drehstrommotoren sind den Nebenschlussmotoren bei der sonst übereinstimmenden Eigenschaft gleichbleibender Umlaufzahl für wechselnde Belastungen durch ihr kräftiges Anzugmoment, sowie ihre einfache und deshalb billigere Bauart überlegen. Hierauf gründet sich auch der erfolgreiche Wettbewerb der Drehstrommotoren mit den Hauptstrommaschinen im Krahnbau, weil man den Mangel selbstthätiger Steigerung der Umlaufzahl für kleinere Lasten bis zu gewissen Grenzen ohne vermehrte Anlagekosten dadurch ausgleichen kann, dass man einen Drehstrommotor von entsprechend grösserer Leistungsfähigkeit, d. h. höherer Umlaufzahl unter voller Belastung wählt, die regelrechte Grenzgeschwindigkeit aber nur für die leichteren Lasten ausnutzt und grosse Lasten, soweit sie eine vorsichtigere und langsamere Bewegung verlangen, durch Widerstandschaltung auf die gewünschte Geschwindigkeitstufe herabsetzt.

Im Betrieb ist dies Verfahren mit dem Vortheil verbunden, dass sich Motoren mit gleichbleibender oberer Grenzgeschwindigkeit unter wechselnden Belastungen leichter zuverlässig steuern lassen als Hauptstrommotoren, deren Geschwindigkeit nicht nur mit dem Steuerausschlag, sondern auch mit der Last wechselt. Dazu gesellt sich der vollkommene Schutz gegen Durchgehen und die Unempfindlichkeit der Drehstrommaschinen gegen rasch aufeinanderfolgendes Umsteuern, ja sogar die Zulässigkeit gefahrlos mit Gegenstrom arbeiten zu können, sowie schliesslich die Verbesserungen, welche Schuckert durch das D.R.P. 138035 von Natalis für die Bremssenkungschaltung, Bd. II, S. 176, eingeführt hat.

Für gleichzeitigen Lichtbetrieb wirken die starken Stromschwankungen im Netz bei jedem Anlauf der Drehstrommotoren störend, und dieser Umstand verlangt besondere Berücksichtigung. — Vergl. Bd. II, S. 142.

Die Grenzen der Selbstregulirbarkeit der Hauptstrommotoren können an sich beliebig weit auseinandergelegt werden, aber die Motoren vertheuern sich erheblich, je weiter man die Grenzen der Forderung steckt, und man begnügt sich daher im allgemeinen mit der Bedingung, dass der leere Haken doppelt so schnell wie mit voller Last emporsteigt und überschreitet die Forderung einer Geschwindigkeitsteigerung von 1 : 3 bis höchstens 1 : 4 nicht. Nach unten kann man die Geschwindigkeiten im übrigen je nach Bedürfniss durch Vorschalten von Widerständen mittelst der Anlasssteuerung bis auf null herabdrosseln. Bei den Fahrbewegungen bilden die Eigenwiderstände der Katze und vor allem der Bühne einen so erheblichen Antheil des Gesamtenergieverbrauches, dass der Unterschied zwischen Leerfahrgeschwindigkeit und der mit voller Last verhältnissmässig gering ist.

So ergab sich beispielsweise bei einem von Fried. Krupp-Grusonwerk ausgeführten 5 t-Laufkrahne mit 3 Hauptstrommotoren von regelrechter Leistungsfähigkeit das Verhältniss der Hubgeschwindigkeit des leeren Hakens zu der des vollbelasteten wie 1,8 : 1, die Katzensgeschwindigkeiten leer und vollbelastet wie 1 : 1,5 und die Bühnenfahrgeschwindigkeiten nur wie 1 : 1,12. Bei den kurzen Katzenbahnen genügt die Geschwindigkeitszunahme von 1 auf 1,5 noch, für den Bühnenfahrmotor ist aber die Steigerung von 1 auf 1,12 als unzureichend zu bezeichnen und weist darauf hin, dass man diese Motoren, wie auch meist geschieht, sehr reichlich wählen muss, um grosse Leerfahrgeschwindigkeiten erzielen zu können.

Die Beschränkung der Regulirbarkeit von Nebenschlussmotoren auf Veränderung der Umlaufzahl durch Vorschalten von Widerständen ist zwar ohne wesentlichen wirthschaftlichen Nachtheil für die laufenden Betriebskosten, weil die Widerstände in die wenig Strom verbrauchende Erregung

des Motors eingeschaltet werden, und gestattet im allgemeinen die Verdopplung der regelrechten Umlaufzahl, bei niedrigen Spannungen, etwa 110 Volt, sogar eine Steigerung von 1:4, aber die Gesamtanlagekosten erhöhen sich hierbei ganz erheblich, weil ein unvortheilhaft grosser Motor beschafft werden muss, ohne den Vorzug zu gewinnen, dass derselbe bei geringer Belastung von selbst schneller läuft. Ähnlich ungünstig liegen die Verhältnisse für Drehstrommotoren. Inbezug auf weitere Einzelheiten und die ganzen elektrischen Steuer- und Bremsmittel ist auf Abschnitt V, Bd. II, zu verweisen.

Die elektrischen Leitungen sind, soweit sie nicht für Stromabnehmer blank bleiben müssen, am Krahn in Bergmann-Schutzrohre zu verlegen und die blanken Leiter auf dem Krahn selbst für die Katze möglichst auf der Innenseite der Laufkrahnräger unterzubringen, wie in Fig. 7 bis 9, Taf. 48, die eine Ausführung der Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin für einen von Stuckenholz gebauten 30 t-Krahn wiedergeben. Dass in anderen Fällen, wo die blanken Leiter frei über die Bühne an der Katzenbahn neben dem Laufsteg ausgespannt sind, mindestens ein Schutzgeländer, wie in Fig. 631, S. 757, wünschenswerth ist, um zufällige Berührungen zu verhüten, wurde bereits weiter oben betont. Über Stromabnehmer siehe Bd. II, S. 442 u. f.

Den Führerkorb bringt man jetzt, abgesehen von einigen Hüttenkrahnen, für besondere Zwecke, fast ausnahmslos einseitig am einen Krahnende, unterhalb des einen Laufsteges an, weil der Krahnführer von hier aus die Lastbahn gut überblicken kann und die ganze Spannweite des Krahns durch die einseitige Aufhängung für die Katzenbahn frei bleibt. Als Steuerapparate verwendet man vielfach sogenannte Universalsteuerapparate, Bd. II, S. 316, mit sinnfälligem Ausschlag der Steuerhebel für die einzelnen Arbeitsbewegungen. Nur für verhältnissmässig selten benutzte Krahne erfolgt die Steuerung der elektrischen Apparate von unten durch Zugketten, um den ständig oben stationirten besonderen Krahnführer zu sparen. Für grosse Schmiedepressenkrahne findet man auch elektrische Fernsteuerung mit unten, auf der Hüttensohle aufgestellten Steuerapparaten angelegt, wenn die strahlende Wärme für den Standort des Führers im Krahnkorb zu gross ist.

Für die Fahrtriebwerke verwendet man zum pünktlichen Anhalten meist Steuerapparate mit Nachlaufbremsstufe, für das Bühnenfahrwerk, im besonderen aber auch vielfach wegen der sanfteren und ganz beliebig regelbaren Wirkung gewöhnliche mechanische Bremsen, die im Führerkorb durch Fusstritthebel bedient werden und sehr allmähliches Abbremsen des auslaufenden Krahnes ermöglichen, der je nach den Verhältnissen bei grosser Betriebsgeschwindigkeit in Verbindung mit grossen Eigenmassen nach dem Abstellen des Motors ungebremst noch 10 bis 15 m frei weiterläuft und elektrisch plötzlich gebremst starke Stösse erleidet.

### **Konstruktionselemente der Krahn Bühnentreibwerke.**

#### **a. Krahntransmissionseile und Seilscheiben.**

Mit dem Verzicht auf den Ramsbottom'schen Krahnbetrieb durch ein einziges Seil und mit der Vereinfachung des Seillaufes entfällt auch der Grund, besonders dünne und biegsame Seile mit hoher Geschwindigkeit für die zu übertragende Arbeit zu wählen. Man ist daher dazu übergegangen, für Laufkrahne mit gemischter Transmission Hanf- oder Baumwollseile in den üblichen Dicken zwischen 20 und 40 mm Durchmesser zu verwenden, um andererseits, mit Rücksicht auf kleinere Übersetzungen, mässige Seilgeschwindigkeiten von 8 bis 12 m in der Sekunde, zu gestatten.

Die Anforderungen an gedrängten Triebwerkbau führen zur Wahl

kleiner Rollen und verhältnissmässig hoher Seilanstrengungen, deren nachtheiliger Einfluss auf die Lebensdauer der Treibseile nur dadurch gemildert wird, dass die mittlere Arbeitsleistung erheblich unter der rechnungsmässig im Entwurf zu berücksichtigenden Grenzleistung bei voller Krahnbelastung bleibt.

Bezeichnet  $D$  den Treibrollendurchmesser,  
 $d$  den Seildurchmesser in cm,  
 $P$  die Umfangskraft der Seilrolle,

so ist, halbe Umfangsumspannung vorausgesetzt,

$$P \leq 9d^2 \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{461.}$$

und  $D \geq 30d \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{462.}$

für Hanf- und Baumwollseile bei der Grenzbelastung des Krahnes zu wählen mit der Massgabe, dass Baumwollseile, unter sonst gleichen Verhältnissen, eher kleinere Rollen als Hanfseile gestatten, während es sich andererseits empfiehlt, für sie mit  $P$  möglichst unter dem vorstehenden Grenzwert zu bleiben.

Steigert man, wie mehrfach in ausgeführten Anlagen, die Anstrengung der Seile über den angegebenen Grenzwert oder beschränkt die Rollen- grösse noch weiter, so äussern sich die Folgen durch zunehmende Verkürzung der Betriebsdauer des Transmissionseiles.

Für die vorstehenden Werthe ist ferner vorausgesetzt, dass die Seile mit leichter Klemmung in Keilnuthenrillen laufen, deren Seitenwinkel  $\beta$  mit der Halbirungslinie des ganzen Keilnuthenwinkels oder der Mittelebene der Rolle dem Werthe

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{8}{20} \text{ bis } \frac{9}{20} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{463.}$$

entsprechen.

Da bei wiederholter voller Anstrengung der Seile, unter den angenommenen Verhältnissen, bleibende Dehnungen unvermeidlich sind, ist auf einen dauernd ausreichenden Umfangsdruck zwischen Seil und Rolle durch passend gewählte Länge beim Zusammenspleissen der Seilenden nicht zu rechnen, sondern die Unveränderlichkeit der Seilspannung durch Einschalten einer Spannrolle zu sichern. Die Spannrollenlager werden in Schlittenführungen verschiebbar angeordnet und dem Belastungszuge eines Gewichtes ausgesetzt, dessen Grösse etwa  $\geq 1,5P$  anzunehmen ist. Um das Seil möglichst wenig durch sein Eigengewicht zu belasten und störendes Schlagen und Durchhängen bei der wechselnden Beanspruchung zu vermeiden, unterstützt man den ganzen Seillauf durch Tragrollen oder glatt geschliffene, flach gekrümmte Tragstützen in angemessenen Abständen.

#### **$\beta$ . Ausweichende Lager für Laufkrahnenwellen.**

Transmissionswellen für den Antrieb von Krahn Bühnen und Laufkatzen können, wie S. 761 bereits angeführt, die Kraftübertragung nur durch sogenannte Schleppräderwerke abzweigen, die einerseits durch ihre Lager in Armen oder Konsolen an der wandernden Bühne oder Laufkatze, bei freier Drehbarkeit, dauernd in regelrechtem Eingriff mit dem anschliessenden Triebwerk der Bühne oder Katze bleiben, andererseits mit ihrer Antriebswelle auf Drehung gekuppelt und über die ganze Wellenlänge verschiebbar sein müssen. Beiden Bedingungen wird genügt, wenn man den Radnabenhals, wie in Skizze Fig. 639, S. 768, zwischen Anlaufbunden in dem Lagerarm der wandernden Bühne oder Katze einbettet und Wellen mit prismatischem Querschnitt wählt, die von der entsprechenden Umschlussform der Nabenhöhle umklammert werden. Der Einfachheit halber nimmt man hierfür meist Vierkantwellen mit quadratischem Querschnitt. Statt des in der Skizze

ingezeichneten Kegelrades, können ebenso gut ein Stirnrad oder eine Schnecke und die Zwillingkegel eines Wendegetriebes als Schleppräderwerk eingeschaltet werden. Im letzteren Fall empfiehlt sich, mit Rücksicht auf die genauere Führung und den sichereren Eingriff der zu solchen Wendegetrieben gehörigen Kupplungen, der Ersatz der Vierkantwellen durch cylindrisch abgedrehte mit durchlaufendem Feder- und Nuteingriff, der früher allgemein üblich war und nur wegen der billigeren Vierkantwellen für die gewöhnlichen Konstruktionen seltener ausgeführt wird.

Die zwischen den Endlagern erforderlichen Wellenlager sind für den Durchgang des Schleppräderwerkes beweglich anzuordnen und werden durch den unter dem Schlepprade angedeuteten Bügel, dessen Form und Befestigung den besonderen Verhältnissen anzupassen ist, aus der Bahn des Schlepprades verdrängt, bis es die Lagerstelle überschritten hat. Die Führungshülse des Schlepprades muss länger als der Wellenzapfen sein, um den Drehantrieb nicht zu unterbrechen, wenn das Rad über den Zapfen fortgleitet. Das aus seiner regelrechten Stellung verdrängte Lager kehrt bei den meisten Ausführungen durch einen belasteten Hebel selbstthätig

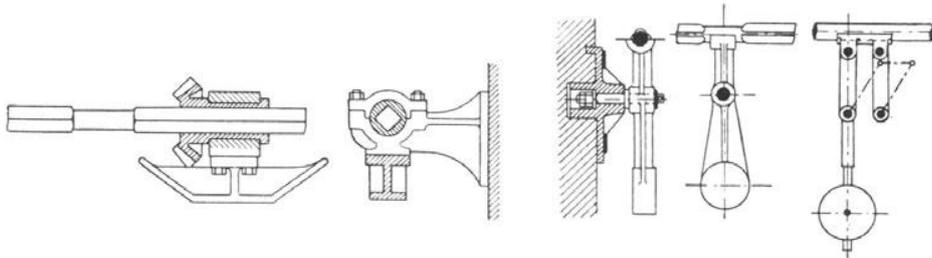


Fig. 639.

Fig. 640.

Fig. 641.

in seine ursprüngliche Lage zurück, sobald die Ablenkschiene die Rückkehr freigiebt. Bei einzelnen der nachstehend beschriebenen Konstruktionen dient die Ablenkschiene gleichzeitig auch zum Wiederaufrichten des verdrängten Lagers und ist dann hierfür geeignet zu entwerfen.

Fig. 640 bis 642 veranschaulichen Pendellager, die in der Richtung der Krahnwelle ausweichen. Die Konstruktionen, Fig. 640 u. 641, wirken unbefriedigend, weil die Pendelbelastung in der Nähe der senkrechten Pendelstellung nahezu wirkungslos ist, und die Lager bei durchhängenden Wellen daher häufig nicht in die regelrechte Stützlage zurückkehren. Ausserdem ist das Umherschleudern der ablaufenden Lagerschmiere durch die Pendelarme störend. Die Bauart nach Fig. 642 bietet den Vortheil, dass der Pendelausschlag fest begrenzt ist, und dass das Moment der Gegengewichtshebel am grössten wird, wenn die tragende Lagerschale die Welle wieder aufnimmt. Durch die Versetzung der beiden Winkelhebel gegeneinander entstehen zwei Gelenkparallelogramme, die beide mit Tragschalen ausgerüstet werden können. Hierbei bildet also die eine Lagerschale das Gegengewicht für die andere, und beide sind hinreichend schwer auszuführen. Ausserdem lösen sich beide Lagerschalen wechselweise in der Stützung der Welle ab, indem die Leitrollen  $ab$  der Hebelköpfe durch die zugehörige Führungsschiene am Fahrzeug, Fig. 643, nacheinander in der Ablenkkurve die Stellungen  $a_1 b_1$ ,  $a_2 b_2$ ,  $a_3 b_3$  annehmen.

Mit Rücksicht auf die Schwingungsbahn der Lagerschalen muss in allen drei Ausführungsweisen die glattgedrehte Zapfenlänge grösser, als die Traglänge der Lagerschale gewählt werden. Damit wächst aber auch gleichzeitig die erforderliche Länge der Nabenführung des Schleppräderwerkes, welche bei der Bauweise nach Fig. 642 besonders gross ausfällt.

Der Übelstand lässt sich vermeiden, wenn die Lager senkrecht zur Wellenachse ausweichen.

In der Konstruktion, Fig. 644, ist das Lager zweitheilig an den Köpfen verkuppelter Hebel angeordnet, die sich unter dem Einfluss eines gemeinsamen Gewichtshebels zangenförmig um die Welle schliessen, ohne sie durch

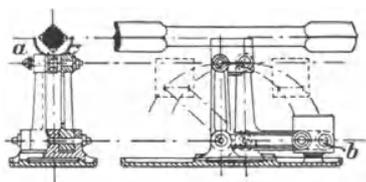


Fig. 642.

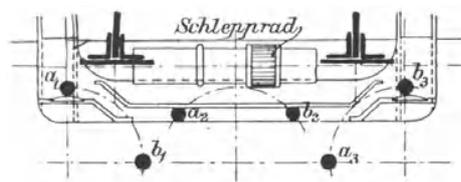


Fig. 643.

ihren entgegengesetzten Schlussdruck zu belasten. Das Lager wird beim Eintreffen des Schlepprades durch eine doppelt gekrümmte Streichleiste geöffnet, welche die Nase der oberen Lagerschale erfasst, während die Kuppelschiene der Hebel dafür sorgt, dass sich die untere Schale mit der oberen gleichzeitig von der Welle entfernt. Der Ablaufzweig der Streichleiste lässt

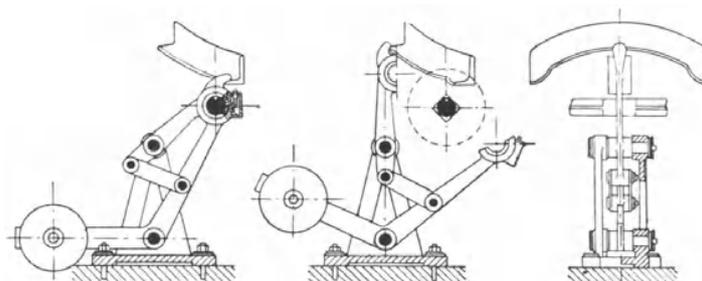


Fig. 644.

die Lagerhebel unter der Wirkung des Gewichtshebels wieder in die Schlusslage zurücksinken. \*)

Die Duisburger Maschinenfabrik benutzt für denselben Zweck seitlich einknickbare Stützhebel, Fig. 645. Die doppelt gekrümmte Streichleiste drängt zunächst den oberen Gelenkarm der Lagerstütze zurück, so dass die Hebel in die gezeichnete zweite Stellung zusammenknicken. Im weiteren Verlauf der Fahrbewegung richtet der Ablaufzweig der Streichleiste den niedergeklappten Lagerarm wieder auf, und das Eigengewicht des unteren Stützenarmes bringt schliesslich die Gelenkstütze selbstthätig in die gestreckte Stützlage. \*\*) Die Konstruktion mit ausweichenden Zangenlagern ist der Bauart der Duisburger Maschinenfabrik vorzuziehen, da erstere unter anderem einen vollständigen Lagerschluss bildet, also ziemlich vollkommen gegen einfallenden Staub schützt und den Seitendruck der Lagerstützen gegen den Krahnträger vermeidet.

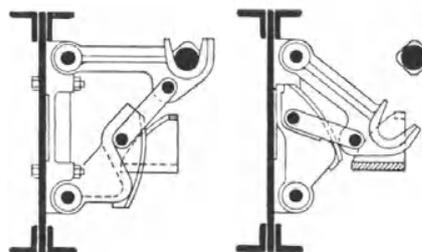


Fig. 645.

\*) Uhland, Die Hebeapparate, S. 234.

\*\*) Keller, Über ausweichende Lagerung langer Wellen. Z. d. V. d. I. 1884, S. 453.

E. Becker wählt statt der seitlichen Lagerausweichung die Verschiebung senkrecht nach unten, Fig. 7 u. 8, Taf. 36, indem er die Lagerstütze in einer kleinen gusseisernen Säule führt und mittelst des früher unmittelbar zum Tragen des Lagers benutzten Gelenkparallelogrammes durch einen belasteten Winkelhebel von unten gegen die Welle andrückt, während ein Ausrückbügel die Stütze bei Annäherung des Schlepprades nach unten zurückdrückt. Diese Bauart, die auch Schürmann in ähnlicher Weise für Krupp'sche Krahne, Taf. 53, angewendet hat, verdient besondere Beachtung, weil sie das Montiren wesentlich erleichtert. Sobald nur die Lagerstütze senkrecht unter der Wellenachse steht, übernimmt das Lager die volle Stützung der Welle, auch wenn das Gelenkparallelogramm seine Grenzlage nicht vollständig erreicht, falls nur das Belastungsgewicht ausreicht, um das Wellengewicht aufzunehmen, während in den früher erörterten Konstruktionen die Hebelwerke genau nach der Höhenlage der Welle eingestellt werden müssen.

#### γ. Ausweichende Kettenstützen für Laufkrahne von L. Stuckenholz.

Die Katzen der Laufkrahne werden vielfach durch endlose kalibrierte Zugketten, die von einem Bühnenende bis zum anderen reichen und ihren Antrieb durch Daumenrollen empfangen, auf der Krahn Bühne verschoben. Die Katze ist in diesem Fall, ausser mit den erforderlichen Laufrollen, nur noch mit den Leitrollen für den Flaschenzug ausgerüstet, an dem die Last hängt. Das ruhende Kettentrum führt von der Laufkatze nach dem einen Bühnenende und ist dort befestigt, während das Arbeitstrum auf die am anderen Bühnenende aufgestellte Windentrommel läuft. Für schwerbelastete Laufkrahne mit grosser Spannweite und einfachen Laufkatzen entsteht, bei der getrennt auf der Bühne aufgestellten Winde im horizontalen Lastkettentrum zwischen der Leitrolle am einen Bühnenende und der Katze durch das Ketteneigengewicht eine sehr bedeutende Spannung, die mit der Entfernung der Katze wächst und selbst bei schweren Hakengeschirren den Rücklauf des leeren Hakens hindert. Dies ist besonders der Fall, wenn für solche Verhältnisse kräftige Gall'sche Ketten benutzt werden, um mit einer losen Rolle auszukommen. Stuckenholz verwendet zum Vermindern der Spannung Kettenstützen, die für die freie Fahrbahn der Laufkatze, ähnlich wie ausweichende Krahnwellenlager, beweglich einzubauen sind und durch eine Führungskurve an der Katze aus der Kettenschlingenbahn zur Seite gedrängt werden, wenn die Katze über die Stütze fortfährt. Die in Rede stehende, von Stuckenholz schon vor dreissig Jahren ausgebildete Konstruktion, ist auf Taf. 60 in Fig. 7 bis 9 nach einer Ausführung für einen elektrisch betriebenen Laufkrahne für G. Kuhn in Stuttgart-Berg, mit 25 t Tragkraft und 13,9 m Spannweite mit Gall'scher Kette von 100 mm Theilung wiedergegeben. Die bewegliche Kettenstütze reicht als Gelenkarm von dem Krahnbalken quer in den Kettenlauf hinein und wird durch die Katze seitlich nach unten zurückgedrängt, sobald die Führungsrolle des Lenkhebels in die Leitkurve der Katze eintritt, während der belastete Gegenhebel die Stütze unter die Kette zurückdrückt, nachdem die Katze vorbeigelaufen ist. Für die seitlich liegenden Zugketten der Laufkatze sind einfache, flach gewölbte, feste Stützen an den Innenseiten der Krahnbalken angebracht, über welche die Kettenglieder fortgleiten und durch ihre eigene Schmierung auch die Gleitflächen ständig hinreichend einfetten. Derartige feste Stützen sind wegen ihrer Einfachheit und selbstthätigen Wartung im allgemeinen den Leitrollen vorzuziehen, die sich bei mangelhafter Pflege von selbst in feste Stützen verwandeln, dann aber durch ihre kleine Unterstützungsfäche sowohl den eigenen Verschleiss, wie den der Kette begünstigen.

Die Zugketten des Katzenfahrwerkes und die störenden horizontalen Strecken der Lastkette mit ihren Stützlagern verschwinden, sobald die Katze unter voller Ausnutzung des elektrischen Betriebes mit eigenen Motoren für das Fahrwerk und die Lastwinde ausgerüstet wird, die ihren Platz dann auf der Katze selbst finden.

#### δ. Lager für Laufradachsen.

An die Lager der Laufradachsen ist die Forderung zu stellen, dass sich die Gleitflächen nachsehen und, im Fall der Reparaturbedürftigkeit der Zapfen, die Achsen, wie auch die Lager, ohne besondere Schwierigkeiten herausnehmen lassen, sowie schliesslich, dass Schmierung und Wartung der Gleitflächen im Betriebe möglichst einfach und zuverlässig zu bewirken sind.

Am einfachsten wird diesen Bedingungen durch zweitheilige Lager genügt, die man von unten gegen die Kopfstücke der Kranbühne anschraubt, oder durch die weiter unten S. 774 in Fig. 650 bis 653 wieder gegebene Konstruktion der Maschinenfabrik Esslingen, die ebenfalls unterhalb der Kopfstücke angebracht wird, aber die Anwendbarkeit dieser Lösung der Aufgabe ist eine beschränkte, weil in vielen Fällen dadurch die Bauhöhe der Bühne über der Laufbahn unzulässig vergrössert wird. In der Regel ist man gezwungen, wegen dieser Rücksicht die Laufachsen durch die Stege der Kopfträger zu führen.

Setzt man in diesem Fall zur Aufnahme der Achsen gusseiserne Rosetten als Lageraugen in die Stege ein und keilt die Räder fest auf ihre Achsen auf, so lassen sich zwar die angeschraubten Lagerrosetten verhältnismässig leicht losnehmen und von den Stirnzapfen abziehen, und da man solche Rosetten mit einem vorstehenden Ring in die Stegbohrung einsetzt, wird auch durch den freien Ringspalt der Nabenkeil des Rades zum Heraus-treiben zugänglich, aber das Loskeilen selbst ist bei vorangegangener guter Verbindung in dem oft beschränkten Raum meist mühsam. Ausserdem ist auch für die grossen Laufkranbühnen wegen der mathematischen Unvollkommenheiten jeder Nietkonstruktion und angesichts der unvermeidlichen Ungenauigkeiten der Laufbahn weder beim Montiren noch im Betrieb auf eine genaue wagerechte Lage der Laufachsen zu rechnen und deshalb die Gefahr von Klemmungen einer in Stirnlagern laufenden Welle ziemlich erheblich. Schliesslich erfordert jede Achse die Wartung von zwei Lagern.

#### Lose Laufräder mit Gleitbüchsen.

Aus allen diesen Gründen verdient die neuerdings fast allgemein in Aufnahme gekommene Bauart Fig. 646 u. 647\*) mit lose laufendem Rade

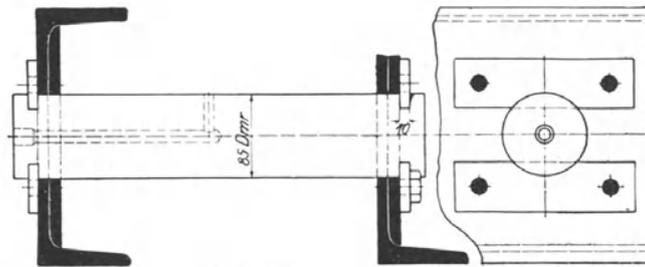


Fig. 646.

Fig. 647.

und festgehaltener Achse den Vorzug, weil bei der grossen Nabenlänge, dem dadurch beschränkten spezifischen Druck und der kräftigen Achse mit

\*) Die Figuren entsprechen einer Ausführung der Benrather Maschinenfabrik. Bericht des Verfassers über die Ausstellung in Düsseldorf. Z. d. V. d. I. 1902.

Centralschmierung selbst bei Schiefelage der Achse Festklemmen des losen Rades nicht zu befürchten ist und die Ausführung zudem einfach und billig wird. Die Stege der Kopfträger sind durch eine einfache aufgenietete Verstärkungsplatte soweit verdickt, dass die Achse ohne Gefahr einer Materialverquetschung darin aufruht. Zum Festhalten dienen die bekannten Flach-eisenschienen, welche in gerade, passend ausgehobelte oder gefräste Nuthen der vorstehenden Achsenköpfe eingreifen und gegen die Trägerstege angeschraubt, sich zum Herausziehen der Achse leicht wieder lösen lassen. Die Wartung der Achse wird auf die Bedienung eines einzigen Schmiergefässes für jede Achse beschränkt.

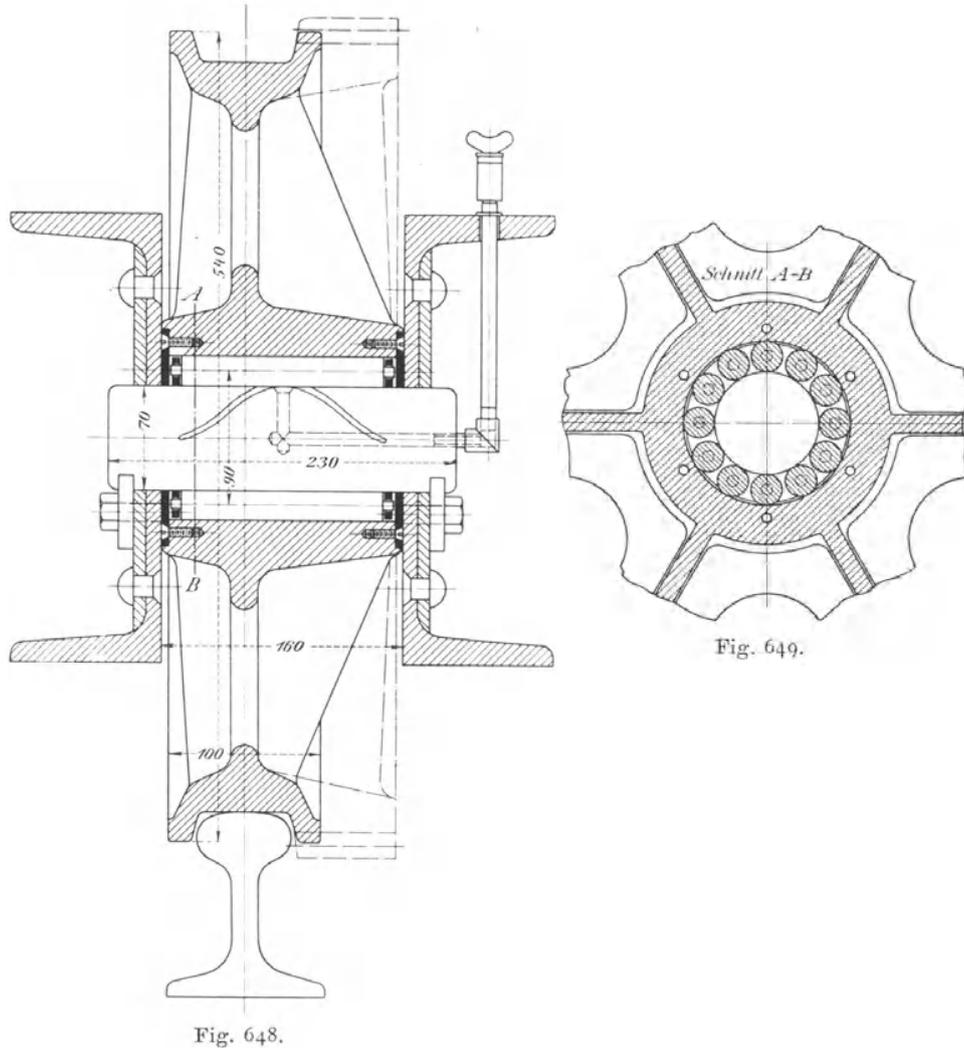
Dem Einwand, dass sich auch hier die Achse bei vernachlässigter Wartung der Schmierung in der Nabe des mit einem Bronzefutter ausgebuchsten Laufrades — vergl. Fig. 638, S. 759 — festfressen kann und dann das Herausziehen nicht wohl möglich ist, kann entgegengehalten werden, dass bisher aus der Praxis Mittheilungen über derartige Störungen nicht vorliegen, dass aber die Verhältnisse auch sehr wohl Weissmetall, wobei ein derartiges Festfressen sicher noch weniger zu befürchten ist, und im Nothfall die Legirung sich herausschmelzen lässt, statt eines Bronzefutters verwendbar ist. Ferner kann man nach dem Vorbild amerikanischer Konstruktionen auch zu dem doppelten Schutzmittel greifen, zwischen Achse und Nabenfutter noch eine lose Bronzehülse einzusetzen. Hierbei erhalten dann Achse und die lose Hülse auf ihrer äusseren Cylinderfläche Schmiernuthen, welche durch spiralförmig vertheilte Durchbohrungen der Hülse das Schmiermaterial an beide Flächen gelangen lassen und die Gleitbewegung jeweilig auf den Laufmantel übertragen, der gerade den geringeren Reibungswiderstand bietet, so dass ein Festlaufen oder Fressen durch Warmwerden so gut wie ganz ausgeschlossen ist.

#### **Laufräder mit Walzen- und Kugellager in der Radnabe.**

Die Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich verwendet für ihre Laufkrahnenkonstruktion Laufräder mit Walzenlager, Fig. 648 u. 649, die übrigens auch in ganz gleicher Weise von einzelnen deutschen Fabriken ausgeführt werden. Die Befestigung der Achsen ist dieselbe wie im vorstehenden Fall. Die Walzen sind zum Schutz gegen Schränken unter sich durch Stirnscheiben gekuppelt. Über die zulässigen Belastungen solcher Walzenlager sind S. 74 die erforderlichen Angaben gemacht. Um nicht nur die Walzen, sondern auch die Walzenbahn nach eingetretenem Verschleiss auswechseln zu können, empfiehlt sich das Ausbuchen der Radnaben mit einem Stahlfutter und ebenso eine Stahlhülse auf der Lauffläche der Welle.\*) — Für langsam laufende Krahne haben sich diese Walzenlager, die u. a. Zobel, Neubert & Co. schon seit langer Zeit für Laufkrahne mit Handbetrieb benutzen, um die Fahrwiderstände möglichst herabzusetzen, gut bewährt. Wie weit das gleiche für schnellfahrende und lebhaft gebrauchte elektrisch betriebene Krahne der Fall sein wird, steht nach den Versuchen von Stribeck mit Walzenlagern für schnelllaufende Transmissionslager dahin, da unter solchen Verhältnissen und vorzüglich bei starker spezifischer Belastung rascher Verschleiss durch Abblättern selbst des besten Stahlmaterials für Walzen und Laufflächen festgestellt wurde. Ausserdem werden mit solchen Walzenlagern ausgerüstete Krahnbühnen besonders vorsichtige Handhabung der Fahrsteuerung verlangen, um gefahrvolles Hinaus-

\*) Beachtenswerthe Konstruktionen für schwer belastete Laufräder von Giesswagen mit Walzenlagern finden sich in Frölich, Das Eisenhüttenwesen auf der Industrie- und Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1902, Z. d. V. d. I. 1903, S. 425, Fig. 90 bis 94.

schliessen des einmal in rasche Geschwindigkeit versetzten Krahnnes über das Ziel zu vermeiden. Das gilt selbstverständlich auch für Kugellager.



Die Benrather Maschinenfabrik baut die Laufräder ihrer Handkrahne zum Theil mit Kugellagern, die im übrigen grosse Geschwindigkeiten vertragen.

#### **Auswechselbares Laufradachsenlager für Bühnenkrahne.**

Konstruktion der Esslinger Maschinenfabrik.

Das Lager, Fig. 650 bis 653, S. 774, gestattet, den Zustand der Laufradzapfen und Lager von Bühnenkrahnen zu prüfen und schadhafte Theile auszuwechseln, ohne zweitheilige Schalen und Lagerdeckel anzuwenden. Damit ist der weitere Vortheil verbunden, dass bei fliegend angeordneten Laufrädern, die sich nicht immer vermeiden lassen, der abwärts gerichtete Zapfendruck des Raddruckkippmomentes unmittelbar durch den fest mit dem Krahngerüst verschraubten, gusseisernen Lagerrumpf aufgenommen wird. Dieser umklammert die Zapfenbüchse bis über die Mitte und ist unten nur soweit aufgeschlitzt, dass sich die Radachse nach Beseitigung der Zapfenbüchsen nach unten entfernen lässt.

Die Bronzebüchse hat vorn eine vollständige, kreisrunde Flansche, die zur Aufnahme des Zapfenreibungsmomentes durch drei Kopfschrauben an Ort und Stelle gehalten wird. Auf der Rückseite ist nur ein Flanschklappen

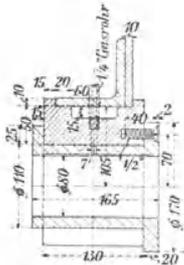


Fig. 650.

1 : 10

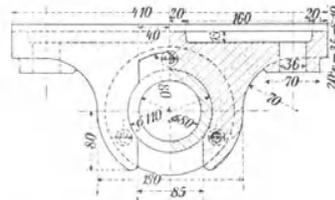


Fig. 651.

von 80 mm Breite vorhanden. Zum Auseinandernehmen der Konstruktion unterkeilt man die Krahnbühne bis zur vollständigen Entlastung der zu untersuchenden Laufradachse, löst dann die Lagerbüchsen-schrauben und

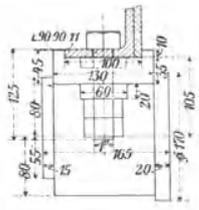


Fig. 652.

1 : 10

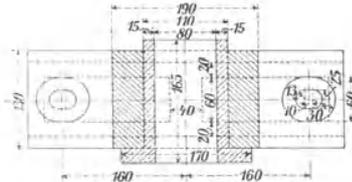


Fig. 653.

dreht die Büchsen selbst um 180°. In dieser Lage kann man sie nach aussen herausziehen und fortnehmen, weil der Schlitz des Lagerrumpfmaules dem hinteren Flanschklappen in der gedrehten Stellung freien Durchtritt gewährt. Hiermit ist dann aber auch die weitere oben erwähnte Möglichkeit geboten, die freigelegte Achse erforderlichenfalls nach unten heraus-zuziehen. Ebenso einfach vollzieht sich das Wiederausbauen.

Beachtenswerth sind ferner die Lagerkonstruktionen für Laufkatze und Bühne von Hausenblas, Taf. 56, Fig. 7—9, und Taf. 57, Fig. 9.

Die vorstehenden Konstruktionen sind sämtlich auch für Laufkatzen verwendbar.

**ε. Krantransmissionswellen.**

Da die Schleppräder die Kranwellen nicht biegend belasten, haben die Krantransmissionswellen im wesentlichen nur das Drehmoment ihrer Arbeitsleistung zu übertragen und können demnach, Schweisseisen vorausgesetzt, bis zu 240 kg/qcm auf Drehung beansprucht werden. Hiermit ergibt sich für ihren Durchmesser, bei kreisförmigem Querschnitt oder für den Durchmesser ihrer eingedrehten Halszapfen bei quadratischem Querschnitt,

$$d = \sqrt[3]{1500 \frac{N}{n}} \dots \dots \dots 464.$$

unter  $n$  die minutliche Umdrehungszahl und unter  $N$  die Zahl der zu übertragenden Pferdestärken verstanden. Die Stützlager pflegt man hierbei auf Abstände von etwa je 3 m zu vertheilen. Die minutliche Umdrehungszahl wird meist zwischen 80 und 120 gewählt. Sind die Wellen noch durch festaufgekeilte Räder belastet, so ist vorzüglich bei Rädern oder Riemen-scheiben, die nicht unmittelbar neben Lagern liegen, die zusätzliche

Biegungsbelastung von merkbarem Einfluss, wird aber im allgemeinen ausreichend berücksichtigt, wenn man nach Massgabe der sonst üblichen Abmessungen für Transmissionswellen den Durchmesser wählt

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \dots \dots \dots 465.$$

**Berechnung genieteter Blechbalken und Fachwerke für Laufkrahne.**

**Berechnung genieteter Blechbalken für Laufkrahne mit obenliegender Katzenbahn.**

Bezeichnet in Fig. 10, Taf. 57

- Q den Raddruck der Laufkatze, unter der Annahme, dass die vier Räder gleich belastet sind,
- l die Spannweite der Laufkatzenträger in cm,
- q das als gleichmässig vertheilt angenommene Eigengewicht des einzelnen Trägers für das laufende Meter,
- W<sub>1</sub> und W<sub>2</sub> die Auflagerdrucke,
- x die Entfernung des linken Laufkatzenrades vom linken Balkenaufleger in cm, mit der Beschränkung, dass  $x < \frac{l}{2}$  ist,
- a den Laufkatzenradstand in cm,

so ist 
$$W_1 = Q \frac{2l - 2x - a}{l} + \frac{ql}{2 \cdot 100} \dots \dots \dots 466.$$

und das Biegemoment für den Balkenquerschnitt unter dem linken Laufkatzenrade

$$M_b = Q \frac{2l - 2x - a}{l} x + \frac{qlx}{200} - \frac{qx^2}{200} \dots \dots \dots 467.$$

Das Moment für den Trägerquerschnitt unter dem rechten Laufkatzenrade fällt bei unveränderter Laufkatzenstellung zwar grösser aus, als der vorstehende Werth. Wenn man aber die Laufkatze nach rechts so weit verschiebt, dass das linke Rad an die Stelle gelangt, wo vorher das rechte stand, entsteht für diesen Querschnitt ein noch grösseres Biegemoment als vordem, so dass die absolut grössten Werthe von M<sub>b</sub> für jeden Querschnitt auftreten, sobald sich die Laufkatze mit dem Vorderrade über dem Querschnitt befindet, unter Vorderrad das Rad verstanden, welches auf der Trägerhälfte dem zugehörigen Widerlager am nächsten steht. \*) Hiernach reicht zum Berechnen der absolut grössten Momente für die einzelnen Querschnitte der Balkenhälfte Gleichung 467 aus.

Das erste Glied der rechten Seite in Gleichung 467 rührt von der Nutzlast her, die beiden letzten zusammen vom Eigengewicht der Konstruktion. Beide Einflüsse werden am besten zunächst getrennt erörtert.

Bezeichnen M'<sub>b</sub> den Antheil des Momentes, welcher dem ersten Glied entspricht,

M''<sub>b</sub> den Antheil des Momentes für die beiden letzten Glieder in Gleichung 467,

so bestimmt sich der Werth von x, für den M'<sub>b</sub> seinen grössten Werth annimmt, aus

$$\frac{dM'_b}{dx} = 2l - 4x - a = 0,$$

\*) Vergl. die genauere Untersuchung dieser Verhältnisse in der Berechnung der Parallelfachwerkträger für Deckenlaufkrahne, S. 789 u. f. „Der Einfluss der wandernden Last“.

$$\text{d. h. für } x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \dots \dots \dots 468.$$

im Abstände  $\frac{a}{4}$  von der Trägermitte und

$$\max M'_b = Q \left[ \frac{2l - l + \frac{a}{2} - a}{l} \right] \left( \frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) = Q \frac{(2l - a)^2}{8l} \dots 469.$$

Tragen wir die Werthe von  $M'_b$  als Ordinaten zu den zugehörigen Querschnittspunkten über der Balkenachse als Grundlinie auf, so bestimmen sie die Momentenkurve, deren Scheitel  $S$  mit der Ordinate  $\max y = \max M'_b$  im Abstände  $\frac{a}{4}$  von der Senkrechten durch die Balkenmitte liegt. Die Kurve geht im übrigen durch den linken Balkenendpunkt, denn für  $x = 0$  wird auch  $M'_b$ , d. i.  $y = 0$ .

Beziehen wir die Kurve auf ihre Symmetrieachse durch  $S$  als Abscissenachse mit  $S$  als Koordinatenanfangspunkt und bezeichnen zu dem Zweck die Ordinate eines beliebigen Punktes  $P$  der Kurve inbezug auf die Symmetrieachse mit  $z$  und die zugehörige Abscisse mit  $\eta$ ,

$$\text{so ist } x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} - z$$

$$\begin{aligned} \text{und } y = M'_b &= Q \frac{2l - 2x - a}{l} x = Q \left( \frac{2l - l + \frac{a}{2} + 2z - a}{l} \right) \left( \frac{l}{2} - \frac{a}{4} - z \right) \\ &= Q \frac{\left( l - \frac{a}{2} + 2z \right) \left( l - \frac{a}{2} - 2z \right)}{2l} = \frac{(2l - a)^2}{8l} Q - \frac{2Q}{l} z^2 = \max M'_b - \frac{2Qz^2}{l} \\ &= \max y - \frac{2Qz^2}{l}, \end{aligned}$$

$$\text{und daher } \eta = \max y - y = \frac{2Qz^2}{l} \dots \dots \dots 470.$$

d. h. die Biegemomentenkurve der Nutzlast ist eine Parabel, die auf Grund ihrer durch Gleichung 468 und 469 bestimmten Scheitellage und mit Berücksichtigung ihres Durchganges durch den linken Endpunkt der Balkenachse leicht vollständig aufgezeichnet werden kann.

Die Kurve für die Biegemomente des als gleichmässig vertheilt angenommenen Eigengewichts ist durch  $M''_b = \frac{qlx}{200} - \frac{qx^2}{200}$  bestimmt, und, wie bekannt, ebenfalls eine Parabel, die durch die Balkenenden geht und deren Scheitel über der Balkenmitte liegt, denn wir erhalten für

$$\begin{aligned} \frac{dM''_b}{dx} &= \frac{ql}{200} - \frac{qx}{100} = 0, \\ x &= \frac{l}{2} \text{ und somit } \max M''_b = \frac{ql^2}{400} - \frac{ql^2}{800} = \frac{ql^2}{800} \dots \dots 471. \end{aligned}$$

Nach Aufzeichnung dieser Parabel, mit Hülfe ihrer Scheitellage und ihrer Durchgänge durch die Endpunkte der Balkenachse, lässt sich die resultirende Biegemomentenkurve, Fig. 10, Taf. 57, durch Addition zusammengehöriger Ordinaten auftragen.

Die senkrecht zur Balkenachse gerichtete Transversalkraft  $V'$ , welche in dem Balkenquerschnitt unter dem vorderen Laufkatzenrade durch die Nutzlast hervorgerufen wird, ist gleich dem von der äusseren Balkenbelastung herrührenden Antheil des Auflagerdruckes, also nach Gleichung 466, S. 775,

$$V' = Q \frac{2l - 2x - a}{l} \dots \dots \dots 472.$$

Trägt man die Werthe von  $V'$  als Ordinaten über der Balkenachse auf, so werden sie durch eine Gerade begrenzt, weil die Gleichung vom ersten Grade ist, und zwar ergibt sich  $\max V'$  für  $x=0$  in den Balkenenden

$$\max V' = Q \frac{2l-a}{l} \dots \dots \dots 473.$$

Die Neigung der Geraden ist durch ihren Schnittpunkt mit der Balkenachse bestimmt, der mit  $V'=0$  für  $2l-a=2x$ , d. i. durch

$$x = l - \frac{a}{2} \dots \dots \dots 474.$$

vom linken Balkenende gegeben ist.

Ganz ebenso ermittelt sich die vom Eigengewicht erzeugte Transversalkraft  $V''$  für jeden Balkenquerschnitt aus dem Antheil des Auflagerdruckes, der vom Eigengewicht herrührt, vermindert um das Eigengewicht der Balkenstrecke zwischen dem Auflager und dem untersuchten Querschnitt, also

$$V'' = \frac{ql}{200} - \frac{qx}{100} = \frac{q}{100} \left( \frac{l}{2} - x \right) \dots \dots \dots 475.$$

Auch die Begrenzung dieser Werthe liefert, wenn sie als Ordinaten aufgetragen werden, eine Gerade, und die grössten Werthe von  $V''$ , wie für  $V'$ , treten in den Balkenenden für  $x=0$  auf

$$\max V'' = \frac{ql}{200} \dots \dots \dots 476.$$

während andererseits für  $x = \frac{l}{2}$ ,  $V''=0$  wird, also die Schaulinie durch die Balkenmitte geht.

In Fig. 10, Taf. 57, ist die resultirende Schaulinie der Vertikalkräfte durch Addition der Ordinaten aus den beiden getrennt entworfenen Diagrammen eingetragen. Hierbei ist zu beachten, dass die vom Eigengewicht herrührenden Transversalkräfte in der rechten Balkenhälfte von der Mitte aus die von der Nutzlast erzeugten verkleinern, weil  $V''$  für  $x > \frac{l}{2}$  negativ wird, wie sich aus dem Verlauf der Schaulinie ohne weiteres ersehen lässt.

Im übrigen lassen die Schaulinien erkennen, dass die Biegemomente vom linken Balkenende nach der Mitte zu anfangs sehr rasch, dann allmählich zunehmen, während die Vertikalkräfte vom Balkenende aus nach der Mitte zu stetig abnehmen.\*) Nach den früheren Untersuchungen über die Biegungs- und Schubspannungen  $\sigma$  und  $\tau$  im Trägerquerschnitt folgt hieraus, dass bei gleichbleibender Stegdicke und von den Enden nach der Mitte der Spannweite zunehmender Steghöhe, die Schubspannungen im Balken sich nach der Mitte hin erheblich vermindern. Nach der Beziehung für den Grenzwert der resultirenden Anstrengung, Gl. 342, S. 535,

$$k_b \geq 0,35 \max \sigma + 0,65 \sqrt{(\max \sigma)^2 + 4 (\max \tau)^2}$$

darf daher, wie schon früher hervorgehoben, für die mittlere Balkenstrecke  $\max \sigma$ , wegen der Abnahme von  $\max \tau$ , grösser gewählt werden, als an den Balkenenden.

Im allgemeinen ist  $k_b$  auf 600 bis 750 kg/qcm zu beschränken und nach den früheren Hinweisen für grosse Spannweiten kleiner zu wählen, als für mittlere und kleine. Bei besonders wichtigen Konstruktionen ist die

\*) Ist, wie gewöhnlich, die Laufkatzenbahn etwas kürzer, als die Trägerspannweite, so verläuft die Schaulinie für die von der Nutzlast erzeugten Vertikalkräfte von der äussersten Laufkatzenstellung bis zum Balkenende parallel zur Grundlinie, weil die betreffende Vertikalkraft dann in dieser Balkenstrecke konstant wird, und nur die vom Eigengewicht herrührenden Werthe  $V''$  wachsen bis zum Trägerende.

auftretende grösste Durchbiegung rechnerisch zu bestimmen. Als zulässigen Grenzwert pflegt man 1 : 1000 der Spannweite anzunehmen. In den Balkenden ist mit Rücksicht auf die kleinen Biegemomente  $\max \tau$  auf Kosten einer Beschränkung von  $\max \sigma$  zu steigern, um günstige Querschnittsverhältnisse zu gewinnen, also hier  $\max \tau$  jedenfalls  $\geq 0,27 k_b$  zu wählen, und zwar etwa  $= 0,4 k_b$  bis  $0,5 k_b$ .

Von den in den Schaulinien, Fig. 10, dargestellten Werthen kommen nur die für die linke Balkenhälfte in Betracht. Für die rechte Balkenhälfte ergeben sich symmetrische Maximalwerthe und Schaulinien, wenn man die Verhältnisse für den Fall untersucht, dass die Laufkatze auf der rechten Balkenhälfte steht, und in den Rechnungen vom rechten Balkenauflegerdruck ausgehend, die Querschnitte unter dem rechten Katzenrade bestimmt.

Das Biegemoment  $M_m$  in der Trägermitte ist nach Gleichung 467, S. 775, für  $x = \frac{l}{2}$

$$M_m = Q \frac{l-a}{2} + \frac{1}{8} \frac{q}{100} l^2 \dots \dots \dots 477.$$

Das grösste Moment tritt nach den analytischen Rechnungen und nach der Schaulinie im Abstände  $x = \frac{2l-a}{4}$  vom linken Auflager auf, und wir erhalten hierfür aus Gleichung 467

$$\begin{aligned} \max M_b &= Q \frac{(2l-a)^2}{8l} + \frac{ql}{200} \cdot \frac{2l-a}{4} - \frac{q}{100} \frac{(2l-a)^2}{32} \\ &= Q \frac{4l^2 - 4al + a^2}{8l} + \frac{q}{3200} (2l+a)(2l-a) \\ \max M_b &= Q \frac{l-a}{2} + \frac{Qa^2}{8l} + \frac{ql^2}{800} - \frac{qa^2}{3200} \dots \dots \dots 478. \end{aligned}$$

$$\text{oder auch} \quad \max M_b = M_m + \frac{Qa^2}{8l} - \frac{qa^2}{3200} \dots \dots \dots 478a.$$

Das Maximal-Biegemoment ist so wenig grösser, als das Biegemoment für die Balkenmitte, dass für Ausführungsentwürfe mit genügender Genauigkeit auch das Moment für die Balkenmitte zu Grunde gelegt werden kann.

Für den auf Taf. 50 gezeichneten Laufkrahenträger beträgt die Nutzbelastung 15000 kg. Das Eigengewicht der beiden zusammengehörigen Träger ist auf 4000 kg geschätzt, der Radstand der Laufkatze zu 120 cm angenommen und vorausgesetzt, dass die Katze bis auf 100 cm Abstand an die Trägerenden fahren kann. Dann ist für 12 m Spannweite

$$\text{der Raddruck } Q = \frac{15000}{4} = 3750 \text{ kg,}$$

$$\text{das Eigengewicht für das m Länge } q = \frac{4000}{2 \cdot 12} = \frac{2000}{12} \text{ kg.}$$

$$l = 1200 \text{ cm,}$$

$$a = 120 \text{ cm}$$

und mit diesen Werthen, nach Gleichung 478, das grösste Biegemoment, im Abstände  $\frac{a}{4} = 30$  cm von der Trägermitte,

$$\max M_b = 2025000 + 5625 + 300000 - 750 = 2329875 \text{ kgcm} \sim 2330000 \text{ kgcm.}$$

Für die äusserste Laufkatzenstellung ist die Vertikalkraft im Auflagerträgerquerschnitt nach Gleichung 472, S. 776, und 476, S. 777, mit  $x = 100$  cm

$$\max V = V' + \max V'' = Q \frac{2l-200-120}{1200} + \frac{ql}{200} = 3750 \cdot \frac{2400-320}{1200} + 1000$$

$$\max V = 7500 \text{ kg.}$$

Wählen wir die Steghöhe in der Trägermitte  $h_i = 900$  mm und an den Auf-

lagern 400 mm, so ist nach Gleichung 332, S. 532, in dem Abschnitt über die Grundgleichungen zum Entwerfen genieteteter Träger,

$$s \geq \frac{V}{h_i \max \tau}$$

Mit Rücksicht auf die nahezu biegungsfreie Trägerenden ist  $\max \tau = 250 \text{ kg/qcm}$  unbedenklich statthaft und hiermit  $s \geq \frac{7500}{40 \cdot 250} \geq 0,75 \text{ cm} \sim 8 \text{ mm}$ .

Wegen der Abschwächung durch die Nietlöcher hat man in der Ausführung  $s$  auf  $s_1 = 1,25 \cdot s = 1 \text{ cm}$  zu verstärken.

Der erforderliche Gurtungsquerschnitt ist aus den Verhältnissen des Querschnitts, wo das grösste Biegemoment auftritt, mit der Gleichung 334, S. 533, für die Gurtungsdicke  $\delta$  zu bestimmen,

$$\text{d. h. aus } \delta = -\frac{h_i}{2} + \sqrt{\frac{h_i^2}{4} - \frac{1}{b} \left( \frac{2 \Theta_i}{h_i} - \frac{M_b}{\max \sigma} \right)}$$

Wählen wir die Gurtungsecken mit den Abmessungen  $80 \times 80 \times 10 \text{ mm}$  und  $20 \text{ mm}$  Nietbolzen, so folgt aus Gleichung 338 a, S. 534, mit  $a = 8$ ,  $s = 1$ ,  $d = 2$  und  $h_i = 90 \text{ cm}$  das Trägheitsmoment des inneren Trägerquerschnitts, abzüglich der Nietlöcher in den Gurtungschenkeln,

$$\Theta_i = \frac{1}{12} [13 \cdot 90^3 - 10 \cdot 88^3 - 2 \cdot 74^3] \sim 154320$$

Beschränkt man im Interesse geringer Durchbiegung des Trägers die grösste Normalspannung im Querschnitt  $\max \sigma$  auf  $540 \text{ kg/qcm}^*$  und wählt die Gurtungsbreite  $= 175 \text{ mm}$ , also die in Rechnung zu stellende Breite  $b = 13,5 \text{ cm}$ , so folgt

$$\delta = -45 + \sqrt{2025 + \frac{4315 - 3429}{13,5}} = -45 + 45,72 = 0,72 \text{ cm}.$$

Zum Ausgleich der geringfügigen Unterschätzung der Stärke von  $\delta$ , infolge der Näherungsannahme, dass  $\max \sigma$  bis an die Unterfläche der Gurtung wirkt, wählen wir für die Ausführung  $\delta = 8 \text{ mm}$ .

Die Schubspannung  $\tau$  im Nietriss des Steges für die Anschlussecken bestimmt sich angenähert aus Gleichung 332, S. 532, für  $\max \tau$  in der Neutralfaser

$$\max \tau = \frac{V}{s \cdot h_i}$$

oder da für  $s$  der Rechnungswert  $0,8 \text{ cm}$ , statt des Ausführungswertes  $1 \text{ cm}$  wegen der Abschwächung des Bleches durch die Nietlöcher zu setzen ist, und sich  $V$  aus dem Diagramm, Fig. 10, Taf. 57, für den untersuchten Querschnitt, im Abstand  $\frac{a}{4} = \frac{120}{4} = 30 \text{ cm}$  links von der Trägermitte,  $= 3610 \text{ kg}$  ergibt,

$$\max \tau = \frac{3610}{0,8 \cdot 90} = \sim 50 \text{ kg/qcm}.$$

Berechnet man den genauen Werth  $\tau = \frac{VM}{s \Theta}$ ,

für den das statische Moment  $M$  der Gurtungsfläche bis zum Nietriss, bezogen auf die Neutralachse des Trägerquerschnitts, nach Fig. 4, Taf. 50, unter Abzug der Gurtungsnietlöcher, für  $40,5 \text{ cm}$  Abstand des Nietrisses von der Neutralachse\*\*)

$$M = 13,5 \cdot 0,8 \cdot 45,4 + 13 \cdot 44,5 + 3 \cdot 3,5 \cdot 42,25 = 1512 \text{ ist}$$

$$\text{und } \Theta = \frac{1}{12} [13,5 (91,6^3 - 90^3) + 13 (90^3 - 88^3) + 3 (88^3 - 74^3) + 74^3] = 198840,$$

$$\text{so folgt } \tau = \frac{3610 \cdot 1512}{0,8 \cdot 198840} \sim 34 \text{ kg/qcm},$$

d. h. weit unter dem zulässigen Werth  $\tau = 0,27 k_b$ . Die resultierende Anstrengung im Nietriss bleibt in diesem Fall noch hinter der Anstrengung  $\max \sigma$  in der äussersten Gurtfaser zurück, so dass der Balken in der mittleren Strecke sehr mässig angestrengt wird.

\*) Man findet für ähnliche Verhältnisse sonst nicht selten  $\max \sigma = 700$  bis  $750 \text{ kg/qcm}$  zugelassen.

\*\*) In der Figur sind die Gurtungsnietlöcher, welche für die Berechnung von  $M$  und  $\Theta$  fortfallen, nach aussen gerückt, um die Rechnungsmasse klarer einschreiben zu können.

Bei der geringen Schubanstrengung sind für die Niettheilung lediglich die Anforderungen an den dichten Fugenschluss massgebend und ist deshalb hierfür  $5d = 100$  mm angenommen. Hierbei hat der doppelschnittige Niet mit zweiseitigem Reibungschluss nur  $10 \cdot s \cdot \tau = 10 \cdot 0,8 \cdot 34 = 272$  kg Schub zu übertragen, während die Nietung mit 2 cm Nietbolzen  $\frac{\pi d^2}{4} \cdot 1000 = 3140$  kg Schub aufnehmen könnte.

Die Gurtung ist in der Trägermitte gestossen. Die Fuge wird oben, Fig. 5, Taf. 50, durch zwei seitlich neben der Fahrschiene liegende Laschen von je  $60 \times 17$  mm überdeckt, die aus zwei Lamellen von 10 und 7 mm Dicke bestehen, und deren tragfähiger Querschnitt nach Abzug der Nietlöcher  $= 2 \cdot 4 \cdot 1,7 = 13,6$  qcm ist. Der gegenüberliegende Stoss der unteren Gurtung ist in voller Breite mit 10 mm dickem Blech überlascht, einem tragfähigen Querschnitt von  $13,5 \cdot 1 = 13,5$  qcm entsprechend.

Bei  $\max \sigma = 540$  kg Biegungsspannung in dem Gurtungsblech und  $13,5 \cdot 0,8 = 10,8$  qcm tragfähigem Querschnitt sind durch die Laschen  $10,8 \cdot 540 = 5832$  kg zu übertragen. Die hierfür auf jeder Seite der Stossfuge erforderliche Nietzahl  $n$  bestimmt sich bei dem einseitigen Reibungschluss durch

$$n \frac{\pi d^2}{4} \cdot 600 = 5832 \text{ d. i. mit } d = 2, n = \sim 3, \text{ wofür je 4 Niete angeordnet sind, um}$$

symmetrische Niettheilung zu erhalten.

Die Gurtungseckeisen sind kreuzweise in solcher Nähe von der Hauptgurtung gestossen, dass die Verlängerung der unteren Lamellen für die oberen Laschenstreifen und die der unteren Gurtungsüberlaschung auch noch gleichzeitig zum Überdecken der Stossfuge der wagerechten Gurtungseckeisenschenkel dienen.

Die Gurtungseckeisen haben, bei der Versetzung der Nietnähte beider Schenkel gegeneinander, je einen tragfähigen Querschnitt von  $(8 + 7 - 2) \cdot 1 = 13$  qcm und übertragen, wenn man auch hier noch die Biegungsspannung  $\max \sigma = 540$  als gleichmässig vorhanden annimmt,  $13 \cdot 540 \sim 7000$  kg, also mit jedem Schenkel 3500 kg.

Die erforderliche Nietzahl folgt demnach mit  $d = 2$  aus

$$n \frac{\pi d^2}{4} \cdot 600 = 3500 \text{ d. i. } n = \sim 2 \text{ zu jeder Seite der Stossfuge.}$$

Für die wagerechten Schenkel ist im Hinblick darauf, dass die zugehörige Lasche erst auf der äusseren Gurtung liegt, der Stoss also in der zweiten Lamelle von aussen auftritt, nach der üblichen Rechnungsweise, die doppelte Nietzahl angenommen, d. h. es sind hier je 3 Niete eingezogen, weil  $n$  genauer zwischen 1 u. 2 liegt. Die vertikalen Eckeisenschenkel werden durch eine unmittelbar aufgelegte Lasche überdeckt. Hierfür genügen je zwei Niete zu jeder Seite der Stossfuge.

Untersucht man die Anstrengung des Trägerquerschnitts in der Stossfuge des Stegbleches, welche 2000 mm links von der Trägermitte, d. h. im Abstand 4000 mm von der Auflagermitte, Fig. 1, 8 u. 9 Taf. 50 liegt, so ergibt sich aus der im Entwurf angenommenen Verjüngung der Steghöhe an dieser Stelle  $h_i = 84$  cm, ferner mit dem früher bestimmten Gurtungsquerschnitt von 0,8 cm Dicke und 13,5 cm tragfähiger Breite und den Gurtungseckeisen, das Trägheitsmoment des Querschnitts

$$\Theta = \frac{1}{12} [13,5 (85,6^3 - 84^3) + 13 (84^3 - 82^3) + 3 (82^3 - 68^3) + 1 \cdot 68^3]$$

$$\Theta = \frac{1}{12} [13,5 \cdot 85,6^3 - 0,5 \cdot 84^3 - 10 \cdot 82^3 - 2 \cdot 68^3] = 169050$$

$$\text{und das Widerstandsmoment des Querschnitts} = \frac{\Theta}{42,8} = 3950.$$

Das äussere Biegemoment ist nach Gleichung 467, S. 775, mit  $x = 400$  cm

$$M_b = \frac{3750(2400 - 800 - 120) \cdot 400}{1200} + 1000 \cdot 400 - \frac{2000 \cdot 400^2}{12 \cdot 200} = 2116670 \text{ kgcm}$$

und demnach die grösste Biegungsspannung in der Gurtung

$$\max \sigma = \frac{2116670}{3950} = 535 \text{ kg/qcm.}$$

Die Vertikalkraft für den Querschnitt ist nach dem Diagramm, Fig. 10, Taf. 57,

$$V = 4960 \text{ kg}$$

und somit angenähert die Schubspannung im Nietriss nach Gleichung 332, S. 532.

$$\tau < \max \tau < \frac{V}{s \cdot h_i} < \frac{4960}{0,8 \cdot 84} < 74 \text{ kg/qcm.}$$

Die Anstrengungen sind nahezu die gleichen, wie in der Trägermitte, also ebenfalls sehr mässig. Die doppelten Nietreihen zu jeder Seite der Stossfuge des Stegbleches haben 9 cm Theilung. Mithin kommt unter der Annahme, dass im Nietfeld, am nächsten der Gurtung, noch die volle Biegung- und Schubspannung vorhanden sind, auf ein Nietfeld mit 2 Nieten die resultierende Belastung

$$9 \cdot 0,8 \sqrt{540^2 + 74^2} = 7,2 \cdot 545 = 3924 \text{ kg.}$$

Die Übertragungsfähigkeit der beiden Nieten des Feldes beträgt für die Nietbolzendurchmesser  $d = 2 \text{ cm}$ , mit dem doppelten Reibungschluss durch die Laschen auf beiden Seiten  $\frac{2 \cdot \pi \cdot 4}{4} \cdot 1000 = 6280 \text{ kg}$ , so dass auch hier die Niettheilung und Zahl lediglich mit Rücksicht auf den Fugenschluss gewählt ist und durch die Kraftübertragung weit unter der zulässigen Grenze beansprucht wird.

Fig. 8 u. 9, Taf. 50, veranschaulichen zwei verschiedene Arten für die Überlaschung des Stegblechs. In einem Fall, Fig. 8, reichen die Hauptlaschen nur bis an die Gurtungseckisen und liegen unmittelbar auf den Stegblechen, während die verdeckten Stossfugenenenden durch einen besonderen Blechstreifen auf den Winkelschenkeln überdeckt sind; im anderen Fall, Fig. 9, greift die Hauptlasche bis in die Gurtungsecken und ist in der lichten Höhe zwischen dem Gurtungseckisen mit einem Futterblech unterlegt.

Untersucht man schliesslich noch den Trägerquerschnitt im Abstände  $x = 100 \text{ cm}$  vom linken Auflager, Fig. 1 u. 2, Taf. 50, unter dem linken Laufkatzenrade bei der äussersten Katzenstellung links, so findet sich aus der Trägerverjüngung die Steghöhe an dieser Stelle  $h_i = 46,2 \text{ cm}$  und dann in gleicher Weise wie vorstehend:  $M_b = 741670 \text{ kgcm}$ ,  $V = 7350 \text{ kg}$ ,  $\theta = 42212$ ,  $\max \sigma = 420 \text{ kg}$ , der Näherungswerth von  $\tau = 200$ , der genaue Werth von  $\tau$  im Nietriss =  $165 \text{ kg/qcm}$  und damit die resultierende Anstrengung im Nietriss annähernd  $524 \text{ kg/qcm}$ , genau nur  $494 \text{ kg/qcm}$ . Der Träger ist demnach in allen massgebenden Querschnitten ungefähr gleich widerstandsfähig.

Die Stegbleche sind durch aufgenietete, senkrechte Winkeleisenstäbe, Fig. 5 bis 7, Taf. 50, in Abständen von  $1,5 \text{ m}$  versteift. Von den beiden hierfür üblichen Ausführungsweisen, Fig. 6 u. 7, ist die Ausführung 7 mit Futterblech der Fig. 6 mit Kröpfung vorzuziehen.

Die Querträger an den Enden der Hauptträger, Fig. 2 u. 3, zur Aufnahme der Laufräder für die ganze Krahn Bühne, sind mit Eckisen stumpf gegen die Hauptträger gestossen. Das Stegblech der Hauptträger geht bis an den äusseren Querträger durch und ist auf der letzten Strecke noch durch doppelseitig aufgenietete Blechplatten versteift, um die Widerstandsfähigkeit gegen eckende Biegungen beim Fahren zu erhöhen; der innere Querträger wird durch die durchgehenden Stegbleche der Hauptträger in drei Strecken zerlegt, die durch Eckisen nienung mit den Hauptträgern und dadurch unter sich zu einem Ganzen verbunden werden. Ausserdem sind die Querträger oben und unten durch breite Deckplatten, von  $8 \text{ mm}$  Dicke, welche mit den Gurtungen der Hauptträger gestossen und überlascht werden, verbunden, um eine möglichst solide Eckverbindung des Krahnwagens zu erzielen, die für die Steifigkeit des Krahngerüsts bei wechselnden Fahrwiderständen von besonderem Werth ist. Die Stegbleche der Querträger sind ebenso hoch, wie die der Hauptträgerenden, d. i.  $h_i = 400 \text{ mm}$ , gewählt und bei  $10 \text{ mm}$  Dicke mit Winkeleisen von  $55 \times 55 \times 6 \text{ mm}$  für  $16 \text{ mm}$  Nietbolzen eingefasst.

Die ungünstigste Belastung der Querträger erhält man aus den Auflagerdrucken der Hauptträger für die Endstellung der Laufkatze, d. h. nach Gleichung 466, S. 775, mit  $x = 100 \text{ cm}$

$$W_1 = 3750 \cdot \frac{2400 - 200 - 100}{1200} + \frac{2000 \cdot 1200}{12 \cdot 200} = 7500 \text{ kg,}$$

oder für jeden der beiden Querträger der Raddruck  $= \frac{7500}{2} = 3750 \text{ kg}$ , der auch gleichzeitig die Vertikalkraft  $V$  in den Trägern von den Radachsenlagern bis zu den Hauptträgern liefert. Da die Deckplatten für die Querträger eine sehr kräftige Gurtung bilden, tritt ihre ungünstigste Beanspruchung in dem Querschnitt  $AB$ , Taf. 50, Fig. 3, auf, im Abstände von  $360 \text{ mm}$  von der Radachse, in der Nähe der Vernietung mit den Deckplatten, wo deren verstärkender Einfluss erst beginnt.

Hierfür ist  $M_b = 36 \cdot 3750 = 135000 \text{ kgcm}$ .

Ferner ermittelt sich für die angegebenen Masse das Trägheitsmoment, weil hier nur in den senkrechten Eckisenschenkeln Nieten sitzen, deren Löcher in Abzug zu bringen sind,  $\theta = 9530$  und  $\frac{2 \cdot \theta}{h_i} = 476,5$ ,

$$\text{mithin } \max \sigma = \frac{135000}{476} = 285 \text{ kg/qcm.}$$

Die gleichzeitig auftretende Schubspannung bleibt auf angenähert 100 kg/qcm im Nietriss beschränkt.

Weitergehende Rechnungen für die Horizontalversteifung durch verstärkte Kopfgurtungen oder den Horizontalverband mit Laufstegträgern haben die Trägheitskräfte der Massenbeschleunigung beim schnellen Anfahren oder Anhalten in Betracht zu ziehen.

#### Laufkrahnbalken mit innenliegender Katzenbahn für 15000 kg Tragkraft und 12 m Spannweite.

Die Laufkrahnbalken mit innen liegender Katzenbahn gewähren der vorstehend behandelten Ausführungsweise mit oben liegender Katzenbahn gegenüber den Vortheil, dass die beiden Hauptträger durch eine gemeinsame Gurtung, oder falls die Decke frei bleiben soll, wenigstens durch beliebige Verstreibungen der oberen Gurtungen sehr wirksam gegeneinander versteift werden können. Fig. 654 veranschaulicht den mittleren Querschnitt eines solchen Krahnbalkens mit gemeinsamer, oberer Gurtung für die im letzten Beispiel angenommene Spannweite von 12 m, bei 3750 kg Raddruck und 1200 mm Radstand der Laufkatze.

Beim Entwurf hat man in ähnlicher Weise vorzugehen, wie bei Trägern mit oben liegender Katzenbahn. Man berechnet zuerst, unter Annahme einer geeignet erscheinenden Stegblechdicke und Höhe, den erforderlichen Gesamtträgerquerschnitt für das grösste Biegemoment in der mittleren

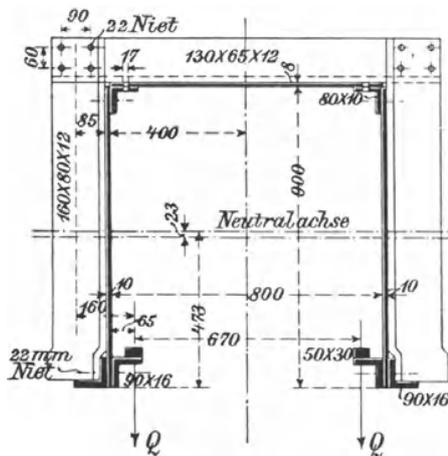


Fig. 654.

Balkenstrecke und verjüngt den Träger nach den Enden zu. Hierbei bleibt aber die Rücksicht auf die lichte Höhe des freien Durchfahrtprofils der Laufkatze für die kleinste zulässige Trägerhöhe am Ende der Katzenbahn massgebend, die meist an den Enden eine grössere Trägerhöhe erfordert, als unter voller Ausnutzung der zulässigen Materialanstrengung nothwendig wäre. Stehen Vergleichswerthe nicht zur Verfügung, so hat man den Trägerquerschnitt an der Grenze der Katzenbahn und allenfalls noch einen dritten zwischen diesen und den zuerst bestimmten für die mittlere Balkenstrecke bezüglich der auftretenden Anstrengungen zu untersuchen, um die

Zulässigkeit der angenommenen Verjüngung hinsichtlich der Spannungsgrenzen zu prüfen.

Zur Berechnung des Balkenwiderstandsmomentes für das äussere, vom Auflagerdruck der Hauptträger herrührende Biegemoment, wird zunächst der Raddruck in der Mittelebene der Stegbleche wirkend angenommen, da das Biegemoment, welches durch den Abstand des Raddrucks von dem Stegblech auftritt und die Trägerwangen seitlich nach aussen zu drängen sucht, durch besondere Versteifungsklammern abgefangen wird. Diese Versteifungsklammern lassen sich nachträglich berechnen und sind nur so widerstandsfähig auszuführen, dass sie für sich allein der Seitenbiegung vollkommen zuverlässig widerstehen. Unter dieser Voraussetzung ist der angedeutete, einfache Rechnungsgang durchaus gerechtfertigt, weil sich der Raddruck thatsächlich in der Mittelebene der Stegbleche absetzt, wie der Zahndruck auf seine Radwelle.

Von den inneren Eckeisen der unteren Gurtung zur Aufnahme der Laufschiene sind für das Widerstandsmoment des Hauptbalkens nur die senkrechten Schenkel in Rechnung zu stellen, weil die wagerechten Schenkel unmittelbar durch den Raddruck in Anspruch genommen und soweit angestrengt werden, dass eine nennenswerthe Unterstützung der Tragfähigkeit des Hauptprofils von ihnen nicht mehr erwartet werden kann.

Die Beanspruchung der wagerechten Eckeisenschinkel mit der Laufschiene durch den Raddruck lässt sich nach dem gegenwärtigen Stande der Elasticitätslehre auch nicht angenähert mit einigermassen zuverlässiger Rechnungsweise ermitteln, weil man nicht angeben kann, wie sich die Formänderungen und Spannungen durch den Raddruck von der Belastungsstelle nach dem Ansatzquerschnitt am senkrechten Schenkel fortpflanzen, und in welcher Ausdehnung dieser Ansatzquerschnitt in Wirksamkeit tritt. Man ist also hinsichtlich der Wahl der Laufschiene und der als Konsolträger für sie dienenden Eckeisen ganz auf das eigene, konstruktive Ermessen angewiesen, und es lassen sich nur folgende Anhaltswerte geben.

Die Schenkellänge ist mit Rücksicht auf die Laufschiene, welche 50 mm breit gewählt zu werden pflegen, und auf die erforderlichen Spielräume zwischen Rad und innerer Stegfläche, sowie zwischen Radflansche und Schiene etwa zu 90 bis 100 mm zu bestimmen. Zu den Laufschiene wird kräftiges Flacheisen verwendet, dessen Höhe grösser, als die Flanschhöhe der Laufäder sein muss und je nach der Raddruckgrösse  $\geq 30$  mm angenommen wird. Die Laufschiene sind an die äussere Kante der Eckeisen zu legen, um möglichst grossen Spielraum zwischen Radstirnfläche und Hauptträgersteg zu gewinnen, der besonders reichlich zu wählen ist, wenn an den Stossfugen der Stegbleche auch innenliegende Laschen angewendet werden. Meist wird man durch die beschränkten Raumverhältnisse entweder zum Verzicht auf innere Laschenbleche oder zum Verzicht auf äussere Spürkränze gezwungen und muss die inneren Nietköpfe im Bereiche der Katzenradbahn noch schwach versenkt mit ganz flachen Köpfen schlagen. Mit der Höhe der Laufschiene wächst ihre eigene Tragfähigkeit, und damit ergibt sich eine grössere Ausdehnung und günstigere Vertheilung des Raddrucks auf die Konsoleckeisen. Für Raddrucke bis 5000 kg, bei 1400 mm Laufkatzenradstand, finden noch Laufschiene von  $30 \times 50$  mm auf Eckeisen von  $100 \times 100 \times 14$  mm Verwendung. Verhältnissmässig kräftigere Konstruktionen beschränken mit der verminderten Materialanstrengung die Deformation der Laufschiene und ihrer Konsoleckeisen und damit den Fahrwiderstand. Wie weit man diese Rücksicht in den Vordergrund treten lassen kann, hängt von den Bedingungen ab, die für das Gewicht des ganzen Trägers oder für seinen Herstellungspreis gestellt werden. Messungen über die Grösse des Fahrwiderstandes bei verschiedenen starken Laufschiene und Konsoleckeisen liegen nicht vor.

Für schwerer belastete Krahne sind an Stelle der Konsoleckeisen für die Fahrschiene der Laufkatze besondere Träger in den Krahnbalken einzubauen und in den Abständen der äusseren Versteifungen durch Konsole mit den Stegblechen der Hauptträger zu verbinden. Bei dieser Bauart gewinnt man für die Fahrbahn dann ganz sichere Rechnungsunterlagen und freieren Spielraum zwischen Katzenrädern und Innenfläche der Stegbleche. Vergl. Fig. 3, Taf. 67, wo die Träger für die kleineren, zwischen den Hauptträgern laufenden Katzen in dieser Weise angeordnet sind.

Da die Trägergurtungen, vorzüglich mit gemeinsamer, oberer Deckplatte, ziemlich unsymmetrisch ausfallen, ist im übrigen bei Wahl der Gurtungsquerschnitte darauf Bedacht zu nehmen, dass die Neutralachse des Balkens nicht zu weit aus der Mitte der Balkenhöhe rückt, damit das Material durch annähernd gleiche Beanspruchung der Zug- und Druckgurtung gleichmässig

ausgenutzt wird. An einem Trägerende ist die obere Gurtung oder die Strebenversteifung zwischen den Stegblechen auf die Länge der Laufkatze fortzulassen, um die Katze beim Montiren von oben in den Träger einzusenken und für etwaige Reparaturen auf demselben Wege wieder herausheben zu können. Diese Einsenköffnung kann ohne Nachtheil frei bleiben, weil, wie oben auseinandergesetzt, die Trägerhöhe an den Enden wegen des freien Durchfahrtsprofils stets so reichlich gross auszufallen pflegt, dass auch ohne vollständige, obere Gurtung das Widerstandsmoment für die Biegung hinreichend bleibt, und das benachbarte Radkastengestell die Trägerenden so kräftig versteift, dass auch in dieser Beziehung die Lücke in der Konstruktion unbedenklich ist.

Das in Fig. 654, S. 782, gezeichnete Trägerprofil ist auf Grund der Anhaltswerte, welche der S. 778 u. f. berechnete Laufkrahnbalken mit obenliegender Katzenbahn für die gleichen Belastungsverhältnisse liefert, entworfen, indem die früheren Stegabmessungen, 900 mm Höhe und 10 mm Dicke, beibehalten sind. Für die Konsolleisen der Laufschiene ist das alte Phoenix-Profil  $90 \times 90 \times 16$  mm und für die Laufschiene selbst rechteckiger Querschnitt  $50 \times 30$  mm gewählt. Für den halben Balkenquerschnitt ermittelt sich aus den Massen der Fig. 654 der Abstand der Neutralachse von der unteren Kante, unter Fortlassung der Laufschiene und des wagerechten Konsolleisenschenkels, durch

$$x = \frac{90 \cdot 1 \cdot 45 + 3,2 \cdot 9 \cdot 4,5 + 7,4 \cdot 1,6 \cdot 0,8 + 8 \cdot 1 \cdot 86 + 7 \cdot 1 \cdot 89,5 + 40 \cdot 0,8 \cdot 90,4}{90 + 3,2 \cdot 9 + 7,4 \cdot 1,6 + 8 + 7 + 40 \cdot 0,8}$$

$$x = 47,3 \text{ cm.}$$

Die Neutralachse liegt nur 2,3 cm über der Mitte der lichten Trägerhöhe.

Zur Berechnung des Trägheitsmomentes des Trägerquerschnittes ist zu beachten, dass, wie schon früher hervorgehoben, die Laufschiene und die wagerechten Schenkel ihrer Konsolleisen ausser Betracht bleiben, und dass ferner von dem ganzen Trägheitsmoment die Momente der Nietlochquerschnitte in den senkrechten Schenkeln der unteren Eckeisengurtung und der Nietlochquerschnitte in der oberen Gurtung, wie in den wagerechten Schenkeln der zugehörigen Eckeisen fortzulassen sind, um das Trägheitsmoment des am meisten geschwächten Balkenquerschnitts zu ermitteln. Das Nietloch im unteren Stegrande darf als unwesentlich unberücksichtigt bleiben. Ebenso genügt für die Trägheitsmomente der oberen Gurtung und der zugehörigen, wagerechten Eckeisenschinkel, wie für die wagerechten Schenkel der unteren, aussenliegenden Eckeisen der Näherungswert, Fläche mal dem Quadrat des Schwerpunktabstandes der Fläche von der Neutralachse des ganzen Trägers. Mit Berücksichtigung dieser Angaben und auf Grund des Satzes für die Grösse des Trägheitsmomentes einer Fläche bezogen auf eine Seite zum Trägheitsmoment in bezug auf eine parallele Schwerpunktschwerachse, erhalten wir für jede Trägerhälfte

$$\Theta = \frac{1}{12} 90^3 + 90 \cdot 2,3^2 + \frac{1}{12} (3,2 \cdot 9^3 - 3,2 \cdot 2,2^3) + 3,2 (9 - 2,2) (47,3 - 4,5)^2$$

$$+ 7,4 \cdot 1,6 (47,3 - 0,8)^2 + \frac{1}{12} 8^3 + 8 \cdot (45 - 2,3 - 4)^2 + 5,3 (45 - 2,3 - 0,5)^2$$

$$+ 38,3 \cdot 0,8 \cdot (45 + 0,4 - 2,3)^2$$

$$\Theta \sim 205\,320$$

und das zugehörige Widerstandsmoment

$$W = \frac{\Theta}{47,3} = 4340.$$

Wir fanden früher für die gegebenen Belastungsverhältnisse, S. 778, das grösste Biegemoment

$$\max M_b = 2\,330\,000 \text{ kg/qcm}$$

und somit die Biegungsanstrengung im vorliegenden Fall für die gleichen, äusseren

$$\text{Belastungsverhältnisse } \sigma_b = \frac{2\,330\,000}{4340} = \sim 540 \text{ kg/qcm}$$

genau so gross, wie für den früher entworfenen Träger mit obenliegender Laufkatzenbahn. Da der Träger bei 400 mm Laufraddurchmesser für die Katze wegen der vorspringenden Radflanschen und der Beschränkung des freien Durchfahrtsprofils durch die oberen Gurtungseckeisen an den Enden noch eine lichte Höhe von über 600 mm, im Vergleich zu 400 mm für den Träger mit obenliegender Fahr-

bahn erhalten muss, kann auf eine Prüfung weiterer Balkenquerschnitte verzichtet werden, weil die Verjüngung geringer ausfällt. Die Prüfung hätte sich für die Konstruktion höchstens auf einen Querschnitt durch die Öffnung zum Einsetzen der Laufkatze zu erstrecken.

Die Zahl und Inanspruchnahme der Versteifungsklammern, mit denen der Träger aussen zu verstärken ist, bestimmen sich am einfachsten und zuverlässigsten, falls man den Abstand der Klammern voneinander gleich dem Radstand der Laufkatze wählt. Dann tritt die ungünstigste Beanspruchung der Klammern ein, wenn die Katzenachsen mit den Klammerebenen zusammenfallen, und jeder Klammerschenkel das seitliche Biegemoment des vollen Raddrucks aufzunehmen hat.

Bezeichnet unter Bezugnahme auf Fig. 655

- $Q$  den Raddruck,
- $a$  den Abstand des Raddruckes von dem Schwerpunkt des Winkeleisens, das zu den Klammerschenkeln verwendet ist,
- $\Theta$  das Trägheitsmoment des Winkeleisens in bezug auf seine Neutralachse,
- $e_2$  den Abstand des Winkeleisenschwerpunktes von seiner Grundfläche am Steg,
- $e_1$  den Abstand des Winkeleisenschwerpunktes von seiner äusseren Kante,
- $\sigma$  die grösste Bieungsanstrengung im Winkeleisen,

so ist nach den Bieungsgesetzen unter der Voraussetzung, dass  $e_1 > e_2$

$$\sigma = \frac{Q a}{\Theta} e_1.$$

Im vorliegenden Fall sind für die Klammerschenkel ungleichschenklige Winkel-eisen von  $160 \times 80 \times 12$  mm angenommen, für welche nach den Winkeleisentabellen — vergl. Hütte, Ingenieurs Taschenbuch u. s. f. —  $\Theta = 725$ ,  $e_2 \sim 5,8$  und  $e_1 = 10,2$  cm ist. Ferner folgt aus Fig. 655  $a = 6,5 + 1 + 5,8 = 13,3$  cm und somit für den Rad-druck  $Q = 3750$  kg

$$\sigma = \frac{3750 \cdot 13,3 \cdot 10,2}{725} = \sim 700 \text{ kg/qcm.}$$

Die Klammerschenkel genügen also vollkommen der Voraussetzung für die vorangegangene Trägerberechnung, dass sie mit Sicherheit selbstständig das seitliche Biegemoment des Raddruckes aufnehmen. Die Vernietung zwischen den Klammerschenkeln und dem Stegblech hat demnach auch nur als Heftnietung das dichte Anliegen beider Theile zu sichern und kann weitläufig erfolgen, da die Niete nicht voll beansprucht werden. Im Hinblick hierauf sind auch für den Spielraum zwischen dem Steg und der Stirnfläche der Laufräder auf der Innenseite schwach versenkte Nietköpfe unbedenklich statthaft. Die Schwächung des kurzen Winkeleisenschenkels und des Stegbleches durch die Nietlöcher ist bei den beiderseitigen mässigen Spannungen für die ungünstigsten Belastungsverhältnisse nicht weiter zu berücksichtigen.

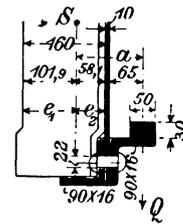


Fig. 655.

Die senkrechten Klammerschenkel sind, nach Fig. 654, S. 782, durch vier Niete an ein zweites, auf die obere Gurtung aufgenietetes Winkeleisen von  $130 \times 65 \times 12$  angeschlossen, deren Mittelpunkt im Abstände  $8,5 + 1 + 6,5 = 16$  cm von der Rad-druckrichtung liegt.

Der Abstand dieser Niete von dem Mittelpunkt ihrer Stellung beträgt  $0,5 \sqrt{6^2 + 9^2} = 5,4$  cm, und somit setzt die Nietung mit dem Bolzendurchmesser  $d$  und  $k$  kg Reibungschluss für das Quadratcentimeter Nietquerschnitt dem Bieungs-moment des Raddruckes ein Reibungschlussmoment entgegen, das sich für  $k = 600$  kg durch die Beziehung bestimmt

$$4 \frac{\pi d^2}{4} 600 \cdot 5,4 = 3750 \cdot 16,$$

also  $d = 2,1$  cm. Übereinstimmend mit den unten verwendeten Nieten ist hierfür  $d = 2,2$  cm gewählt. Auch die Vernietung der Klammertheile genügt hiernach zur Aufnahme des seitlichen Bieungsmomentes, ohne den Hauptträger in Mitleiden-schaft zu ziehen.

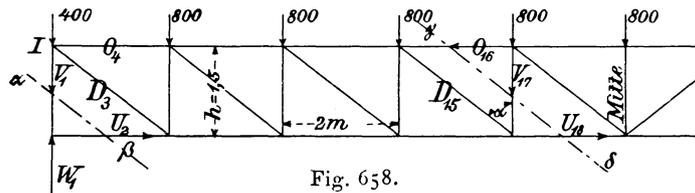
Wenn die obere Gurtung nur durch doppelte Eckeisen gebildet wird, um die Balkendecke frei zu lassen, sind die äusseren Versteifungseckeisen der Stegbleche mit einem innen liegenden Querblech durch innere Gegen-winkel-eisen zu vernieten. Hierfür liefert Fig. 656, S. 786, ein Beispiel. Der



Zerlegt man das Eigengewicht in gleiche Theile für die oberen und die unteren Knotenpunkte, so ergeben sich für die Gurtungstäbe und die Diagonalen die gleichen Belastungen, wie bei der einfacheren Annahme, und nur für die senkrechten Stützen werden die Werthe nach Massgabe der unteren Knotenpunktbelastungen kleiner. Da die obere Gurtung schwerer, als die untere ausfällt, liegt die Wirklichkeit der ersten Annahme näher.

Die gewählte Fachwerkform setzt sich aus zwei symmetrischen Hälften mit diagonalen Zugbändern in den einzelnen Feldern zusammen, die in beiden Balkenhälften entgegengesetzt gerichtet sind, und zwar von der Balkenmitte aus nach rechts bzw. nach links ansteigend verlaufen.

Wegen der wechselnden Wirkung der fahrbaren Last sind die mittleren Balkenfelder ausserdem noch durch Gegendiagonalen 15' 19' 23' und 27' versteift, um das einfache Diagonalsystem, wie die späteren Untersuchungen zeigen, gegen Druckbeanspruchung zu schützen, wenn die Laufkatze die Balkenmitte überschreitet. Andernfalls würden diese Gegendiagonalen durch das Eigengewicht des Trägers Druckspannungen erleiden. Unter der Annahme, dass sie als Zugbänder ausgeführt werden, können sie durch ihren sehr geringen Knickwiderstand auch die Gesamtkonstruktion nur unerheblich beeinflussen, und es darf daher angenommen werden, dass die Eigengewichtswirkung ausschliesslich von dem in Fig. 658 skizzierten Diagonalsystem auf-



Die auf der gleichen Seite einer Diagonale sich anschliessenden Stabstrecken der oberen und der unteren Gurtung erleiden die gleiche Belastung.

Auch diese Beziehung gilt allgemein, sowohl hinsichtlich der Wirkung des Eigengewichts, wie für die Belastung durch die Laufkatze.

3. Die Druckkraft in der senkrechten Fachwerkstrebe  $V$  ist gleich der Summe aller links gelegenen, äusseren Kräfte, welche das abgeschnittene Trägerende belasten, also, soweit das Eigengewicht in Betracht gezogen wird, gleich dem vom Eigengewicht des ganzen Trägers hervorgerufenen Widerlagdruck  $W_1$ , weniger dem Eigengewicht der abgetrennten Balkenstrecke. Die Stabkraft  $V$ , welche von der Laufkatze erzeugt wird, ist unmittelbar  $= W_1$ , wenn die Laufkatze rechts von der Stabkraft  $V$  steht und  $W_1$  dem Auflagerdruck des undurchschnittenen Balkens für die zeitweilige Laufkatzenstellung entspricht.

4. Aus einem für sich betrachteten Knotenpunkt der unteren Gurtung folgt für das Gleichgewicht der senkrechten Kräfte, Fig. 5, Taf. 51,

$$D \cos \alpha = V \text{ oder } D = \frac{V}{\cos \alpha} \dots \dots \dots \mathbf{480.)*}$$

wobei es natürlich ganz gleichgültig ist, ob die Kraft  $V$  vom Eigengewicht der Konstruktion oder von der Laufkatzenlast herrührt. Zu beachten bleibt, dass für  $D$  die Stabkraft  $V$  massgebend ist, welche am unteren Endpunkt der Diagonale angreift.

Beispielsweise findet man hiernach für die vom Eigengewicht erzeugten Kräfte, mit dem Auflagerdruck  $W_1 = 4000$  kg,

$$V_{17} = 4000 - (400 + 800 + 800 + 800) = 1200 \text{ kg Druck}$$

$$D_{15} = \frac{V_{17}}{\cos \alpha} \text{ und mit } \cos \alpha = \frac{1,5}{2,5} = \frac{3}{5}$$

$$D_{15} = \frac{5}{3} \cdot 1200 = 2000 \text{ kg Zug.}$$

Ferner aus der Momentengleichung für den Widerlagereckpunkt, mit  $h = 1,5$  m und 2 m Feldbreite,

$$1,5 O_{16} = 800 (2 + 4 + 6) + 8 V_{17} = 9600 + 9600$$

$$O_{16} = 12800 \text{ kg Druck}$$

$$\text{und } U_{18} = -O_{16} = 12800 \text{ kg Zug.}$$

Kräfteplan für die Wirkungen des Eigengewichtes. Bei Anwendung des graphischen Verfahrens ergeben sich die Stabkräfte aus der Aufzeichnung der Kraftpolygone für jeden einzelnen Knotenpunkt, da zwischen der äusseren Belastung und den angreifenden Stabkräften Gleichgewicht in jedem Knotenpunkt herrschen muss.

Zum Knotenpunkt  $I$  gehört das Kraftdreieck  $abca$ , Taf. 51, Fig. 1, mit  $ab$  gleich und parallel der Differenz des auf  $I$  wirkenden Auflagerdruckes und des unmittelbar darauf ruhenden Eigengewichtsantheiles  $= 4000 - 400 = 3600$  kg. Die Parallelen  $bc$  zu  $D_3$  und  $ca$  zu  $O_4$  liefern die Grössen dieser Kräfte nach dem zugehörigen Kräftemassstab

$$D_3 = 6000 \text{ kg Zug und } O_4 = 4800 \text{ kg Druck.}$$

Dem Knotenpunkt  $II$  entspricht, da  $U_2 = 0$  ist,  $cbdc$ , welches im Hin-

\*) Trägt man das Eigengewicht theils in den oberen, theils in den unteren Knotenpunkten auf, so wird, wie bereits oben angedeutet, die zwischen den Knotenpunkten wirkende Stabkraft  $V$  um den im unteren Endpunkt konzentrierten Eigengewichtsantheil  $q$  kleiner, als wenn man das ganze Eigengewicht im oberen Knotenpunkt anbringt. Dann ist aber selbstverständlich bei der Berechnung von  $D$  statt  $V$ ,  $V + q$  zu setzen um  $q$  nicht unberücksichtigt zu lassen.

blick auf die Kraftrichtung, die für  $D_3$  in bezug auf den Knotenpunkt  $II$  als Zugkraft einzuführen ist, mit  $cb$  beginnt und durch die Parallelen  $bd$  zum Stab 6 und  $dc$  zum Stab 5 die Kräfte

$$V_5 = 3600 \text{ kg Druck und } U_8 = 4800 \text{ kg Zug ergibt.}$$

Für den Knotenpunkt  $III$  beginnt das Polygon von  $a$  mit  $ae = ab - be =$  der aufwärts gerichteten Druckkraft in der senkrechten Strebe 5, d. i.  $V_5$  weniger dem auf den Knotenpunkt entfallenden Eigengewichtsanteil 800 kg, hieran schliesst sich  $ef = ac = O_4$ , und die Parallelen zum Stabe 7,  $fg$  und durch  $a$  zu 8,  $ag$  liefern dann

$$D_7 = 4670 \text{ kg Zug und } O_8 = 8530 \text{ kg Druck.}$$

In gleicher Weise folgt

- für den Knotenpunkt  $IV$  das Polygon  $gfeag$  mit  $V_9 = 2800$  kg Druck und  $U_{10} = -O_8 = 8530$  kg Zug,  
 " " "  $V$   $ahika$  mit  $D_{11} = 3330$  kg Zug und  $O_{12} = 11200$  kg Druck,  
 " " "  $VI$   $kihak$  mit  $V_{13} = 2000$  kg Druck und  $U_{14} = -O_{12} = 11200$  kg Zug,  
 " " "  $VII$   $almna$  mit  $D_{15} = 2000$  kg Zug,  $O_{16} = 12800$  kg Druck,  
 " " "  $VIII$   $nmlan$  mit  $V_{17} = 1200$  kg Druck und  $U_{18} = -O_{16} = 12800$  kg Zug,  
 " " "  $IX$   $aopqa$  mit  $D_{19} = 670$  kg Zug und  $O_{20} = 13330$  kg Druck.

Die Stabkraft  $V_{21}$  ermittelt sich aus der Betrachtung des herausgeschnittenen Knotenpunktes  $XI$ , Fig. 6, Taf. 51, zu  $V_{21} = 800$  kg Druck.

Die Stabkräfte in der rechten Balkenhälfte entsprechen denen der linken für symmetrisch liegende Stäbe.

Der Einfluss der wandernden Last auf die wechselnde Belastung der Fachwerkstäbe lässt sich aus den Verhältnissen beurtheilen, welche zunächst bei einem vollen Balken am leichtesten nachzuweisen sind.

Die Transversalkraft oder Schubkraft  $V$ , welche in allen Querschnitten zwischen dem linken Auflager und dem Querschnitt bei  $C$  in dem vollen Balken, Fig. 7, Taf. 51, auftritt, ist gleich dem Auflagerdruck  $W_1$ , da diese Kraft in umgekehrter Richtung als äussere Gleichgewichtskraft angebracht werden muss, wenn man den Balken irgendwo auf der bezeichneten Strecke durchschneidet, um das abgeschnittene Stück in seiner Lage zu erhalten. Rollt die Laufkatze von rechts nach links bis zu der gezeichneten Stellung, wo das Vorderrad im Begriff ist, den Querschnitt  $C$  zu überschreiten, so wächst  $W_1$  mit der zunehmenden Annäherung der Katze und erreicht für die gezeichnete Stellung mit den Raddrücken  $Q_1$  und  $Q_2$  den Werth

$$V = W_1 = \frac{Q_1(a+b) + Q_2 b}{l} \dots \dots \dots \mathbf{481.}$$

Wenn die Katze um die Strecke  $x$  nach links über die gezeichnete Stellung hinausrollt, geht  $W_1$  über in

$$W_1^1 = \frac{Q_1(a+b+x) + Q_2(b+x)}{l} = W_1 + \frac{Q_1 + Q_2}{l} x \text{ oder } = V + \frac{Q_1 + Q_2}{l} x \mathbf{482.}$$

aber die Transversalkraft  $V$  im Querschnitt  $C$ , welche stets gleich der algebraischen Summe aller auf das abgetrennte Balkenstück wirkenden, äusseren, senkrechten Belastungen ist, verwandelt sich in

$$V^1 = W_1^1 - Q_1 = V + \frac{Q_1 + Q_2}{l} x = Q_1 \dots \dots \dots \mathbf{483.}$$

Die beiden letzten Gleichungen gelten nur bis zu dem Grenzwert von  $x = a$ , d. h. bis zu dem Augenblick, in dem auch das Hinterrad der Katze über den untersuchten Querschnitt fortrollt. Ferner ist aber in den üblichen Ausführungen  $Q_1 = Q_2$ , wofür wir  $Q$  setzen wollen. Dann ergibt sich weiter auch noch der Grenzwert

$$\frac{2Qa}{l} < Q \text{ und somit } V^1 < V \dots \dots \dots \mathbf{484.}$$

Sobald das Hinterrad der Laufkatze den Querschnitt  $C$  überschreitet, erfolgt eine abermalige, plötzliche Verkleinerung der Transversalkraft um  $Q$ .

Hiernach wird die Transversalkraft im vollen Balken für jeden Querschnitt unmittelbar vor dem Eintreffen des in der Fahrrichtung voranrollenden Laufkatzenrades am grössten und ist gleich dem Widerlagerdruck des in derselben Richtung gelegenen Balkenauflegers für die betreffende Katzenstellung.

Untersucht man ferner das Biegemoment für den Querschnitt  $C$ ,  $M = W_1 c$ , so wächst auch dieses, so lange die Katze von rechts nach links rollend, den Querschnitt noch nicht überschritten hat, mit der zunehmenden Annäherung, weil  $W_1$  dabei grösser wird. Für die gezeichnete Stellung ist

$$M = W_1 c = \frac{Q_1(a+b) + Q_2 b}{l} \cdot c \dots \dots \dots \mathbf{485.}$$

Läuft die Katze über die gezeichnete Stellung um  $x$  nach links, so geht das Moment für den Querschnitt  $C$  über in

$$M_1 = W_1 c = \frac{Q_1(a+b+x) + Q_2(b+x)}{l} c - Q_1 x = M + \frac{(Q_1 + Q_2)xc}{l} - Q_1 x \mathbf{486.}$$

und für den gewöhnlichen Fall, dass  $Q_1 = Q_2 = Q$

$$\frac{2Qxc}{l} - Qx \text{ negativ} \dots \dots \dots \mathbf{487.}$$

solange  $c < \frac{l}{2}$  ist, und mit dieser Beschränkung dann auch  $M_1 < M$ .

Für die linke Balkenhälfte wird also nicht nur die Transversalkraft, sondern auch das Biegemoment für jeden einzelnen Querschnitt am grössten, wenn die von rechts nach links rollende Laufkatze mit dem Vorderende über dem in Betracht gezogenen Querschnitt anlangt. In gleicher Weise werden die Querschnitte der rechten Balkenhälfte am stärksten belastet, falls sich die Laufkatze aus der Mitte in umgekehrter Richtung von links nach rechts bewegt. Für den Querschnitt in der Trägermitte mit dem Grenzwert  $c = \frac{l}{2}$  ist es gleichgültig, ob die Laufkatze mit der Vorder- oder der Hinterachse über der Mitte steht.

Da ein Parallel-Fachwerkträger in seinen Knotenpunktquerschnitten senkrecht zu seiner Achse zusammenhängende Flächen, wie ein voller Balken, aufweist und sich vom gewöhnlichen Balken nur dadurch unterscheidet, dass sich die inneren Querschnittsreaktionen, infolge des Stabsystems, in anderer Weise und Richtung zusammensetzen, wie im fortlaufend vollen Träger, lassen sich die vorstehend entwickelten Gesetze unmittelbar auf die Parallelträger übertragen, soweit es sich darum handelt, die grössten Belastungen ihrer Knotenpunkte durch eine Laufkatze zu ermitteln. Die Übertragbarkeit der Gesetze wird ferner durch die früher ausgesprochene Voraussetzung gesichert, dass die Schienenbahn für die Laufkatze zwischen den Knotenpunkten frei liegt und durch Unterlegplatten nur auf den Knotenpunkten aufruhet.

Hiernach beschränkt sich die Ermittlung der grössten Stabkräfte, die im Fachwerkträger unter dem Einfluss der rollenden Laufkatze entstehen,

darauf, die Laufkatze nacheinander mit dem Vorderrade auf die einzelnen Knotenpunkte der oberen Gurtung einzustellen und die Kräfte zu bestimmen, welche hierbei in den Anschlussstäben des oberen und unteren Knotenpunktes auftreten, um das Biegemoment und die Transversalkraft der Laststellung aufzunehmen.

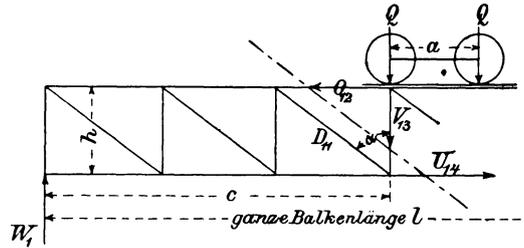


Fig. 659.

So folgt beispielsweise aus der Fig. 659 für das Gleichgewicht des abgetrennten Balkenstückes mit der angedeuteten Laufkatzenstellung

$$\max V_{13} = W_1 \dots \dots \dots 488.$$

Die Transversalkraft tritt in dem Parallelträger als Druckbelastung der senkrechten Fachwerkstütze unter dem vorderen Laufkatzenrad auf.

Der linke Widerlagdruck  $W_1$ , und somit  $\max V_{13}$ , bestimmen sich aus der Momentengleichung des undurchschnittenen Balkens für den rechten, in der Figur fortgelassenen Auflagerpunkt mit den Raddrücken  $Q$  für die massgebende Laufkatzenstellung durch

$$W_1 = \frac{Q(l - c + l - c - a)}{l} \dots \dots \dots 489.$$

und nach Gleichung 480, S. 788, auch

$$\max D_{11} = \frac{\max V_{13}}{\cos \alpha} = \frac{W_1}{\cos \alpha} \dots \dots \dots 490.$$

Die Druckbelastung der Fachwerkstütze tritt mit der Zugkomponente der im unteren Knotenpunkt angreifenden Diagonale ins Gleichgewicht.

Schliesslich besteht noch die Momentengleichung

$$W_1 c = \max O_{12} h = \max U_{14} \cdot h \text{ oder} \\ \max O_{12} = \frac{W_1 c}{h} \text{ und } \max U_{14} = \frac{W_1 c}{h} \dots \dots \dots 491.$$

Das Biegemoment des Trägers für den untersuchten Querschnitt wird durch die Druckbelastung des vor der Laufkatze liegenden Stabes der oberen Gurtung und durch die gleich grosse Zugbelastung in der unterhalb der Laufkatze liegenden Strecke der unteren Gurtung aufgenommen.

Mit den Zahlenwerthen

$$Q = 5000 \text{ kg, } l = 20 \text{ m, } h = 1,5 \text{ m, } \cos \alpha = \frac{1,5}{2,5} = \frac{3}{5}, c = 6 \text{ m und } a = 1,5 \text{ m}$$

$$\text{folgt } \max V_{13} = W_1 = 6625 \text{ kg Druck, } \max D_{11} = 11042 \text{ kg Zug,}$$

$$\max O_{12} = 26500 \text{ kg Druck, } \max U_{14} = 26500 \text{ kg Zug.}$$

Zur graphischen Ermittlung der grössten Werthe von  $O$  und  $U$  hat man im Hinblick auf die Gleichung 491 nur die Biegemomentenfläche zu der jedesmal in Betracht kommenden Laufkatzenstellung für den Träger zu verzeichnen, deren Ordinate  $y$  in bezug auf den untersuchten Knotenpunkt multiplicirt mit dem Polabstand  $H$  des zugehörigen Kräfteplanes, bekanntlich das Biegemoment für den untersuchten Querschnitt liefert. Es ist demnach aus der Beziehung

$$\max O = \frac{W_1 c}{h} = \frac{Hy}{h} \dots \dots \dots 492.$$

in einfacher Weise mit den betreffenden Grössen des Kräfteplanes und der Biegemomentenfläche bestimmbar. Zweckentsprechend wird zur Ver-

einfachung der Rechnung der Zahlenwerth  $H$  der Poldistanz gleich oder gleich einem einfachen Vielfachen der Trägerhöhe  $h$  gewählt. In der Ausführung lassen sich die einzelnen Seilpolygone in folgender Weise bequem aneinanderreihen.

Man verzeichnet zunächst den Kräfteplan, Fig. 2, Taf. 51, mit den beiden Raddrücken  $AB = Q_1$  und  $BC = Q_2$ , je  $= 5000$  kg und wählt den Pol  $P$  senkrecht über  $B$  im Abstände  $H = nh$ , wobei  $n$  eine ganze Zahl ist, in der vorliegenden Zeichnung beispielsweise für  $h = 1500$  mm mit  $n = 3$ ,  $H = 4500$  mm. Die einzelnen Seilpolygone werden an eine gemeinsame Parallele zur Kraft- richtung  $AP$  des Kräfteplanes, an die Gerade  $DE_{20}$  angetragen, deren Anfangspunkt  $D$  senkrecht unter dem Knotenpunkt  $I$ , und deren Endpunkt  $E_{20}$  senkrecht unter dem mittleren Knotenpunkt des darüber gezeichneten Träger- planes liegt.

Lothet man den Knotenpunkt  $III$  auf die Gerade  $DE_{20}$  nach  $E_4$  hin- unter und zieht  $E_4F_4$  parallel zur Kraftrichtung  $BP$  des Kräfteplanes, also hier horizontal gleich dem Radstand 1,5 m der Laufkatze, dann durch  $F_4$  eine Parallele zur Kraftrichtung  $CP$  des Kräfteplanes bis zum Schnittpunkt  $G_4$  mit der rechtsseitigen Auflagerreaktion und schliesslich die Schlusslinie  $G_4D$ , so stellt  $DE_4F_4G_4D$  das Seilpolygon für die Biegemomente des Trägers dar, wenn die Laufkatze mit ihrem linken Rade an dem Knotenpunkt  $III$  steht. Die Ordinate  $y = E_4H_4$  multiplicirt mit  $\frac{H}{h}$  liefert nach Gleichung 492, S. 791, den grössten Werth von  $O_4$  und gleichzeitig, wie früher nach- gewiesen, auch  $\max U_6$ .

In gleicher Weise erhält man die Seilpolygone  $DE_8F_8G_8D$ ,  $DE_{12}F_{12}G_{12}D$ ,  $DE_{16}F_{16}G_{16}D$  und  $DE_{20}F_{20}G_{20}D$  für die Laufkatzenstellungen an den Knotenpunkten  $V$ ,  $VII$ ,  $IX$  und  $XI$ . Ihre Ordinaten  $E_8H_8$ ,  $E_{12}H_{12}$ ,  $E_{16}H_{16}$  und  $E_{20}H_{20}$  liefern die Werthe von  $y$ , aus denen mit Gleichung 492 die grössten Werthe von  $O_8$ ,  $O_{12}$ ,  $O_{16}$ ,  $O_{20}$ , sowie die in der Reihenfolge gleich grossen Werthe von  $\max U_{10}$ ,  $U_{14}$ ,  $U_{18}$  und  $U_{22}$  zu ermitteln sind.

In der rechtsseitigen Trägerhälfte treten in symmetrisch liegenden Stäben die gleichen Maximalbelastungen, wie in der linksseitigen auf, falls sich die Laufkatze aus der Mitte nach rechts, statt nach links bewegt.

Wenn man den Kräfteplan vervollständigt, indem man durch den Pol die Parallelen zu den Schlusslinien der Seilpolygone zieht, schneiden diese auf der Strecke  $AC$  der äusseren Belastungen die Auflagerdrucke ab, und hierdurch gewinnt man nach Gleichung 488, S. 791, unmittelbar die grössten Belastungen der senkrechten Fachwerkstützen. So findet man beispielsweise durch den Schnittpunkt  $R$  einer durch  $P$  zur Schlusslinie  $DG_4$  gezogenen Parallelen in der Strecke  $RA = 8625$  kg den Widerlagerdruck im linken Balkenauflagerpunkt für die Stellung der Laufkatze am Knotenpunkt  $III$  oder  $\max V_5 = RA = 8625$  kg.

Die Druckbelastungen der senkrechten Fachwerkstützen lassen sich aber in Verbindung mit den zugehörigen Zugkräften in den hierdurch bean- spruchten, unten anschliessenden Diagonalen in noch übersichtlicherer Weise auf Grund folgender Betrachtungen verzeichnen.

Wir fanden oben für die Laufkatzenstellung, Fig. 7, Taf. 51, in Gleichung 481, S. 789, die Beziehung

$$Vl = W_1 l = Q_1(a + b) + Q_2 b \quad \dots \quad \mathbf{492a.}$$

Wenn man die Laufkatze in die äusserste Stellung rechts, Fig. 8, Taf. 51, rollt und hierzu den darunter angegebenen Kräfteplan mit den Raddrücken  $Q_1 = AB$ ,  $Q_2 = BC$  und der Poldistanz  $CP = H$  gleich der Balkenlänge  $l$  horizontal verzeichnet, sowie schliesslich auch noch das zugehörige Seilpolygon  $DEFD$  entwirft, dessen Seiten  $S_1$ ,  $S_2$  und  $S$  übereinstimmend mit den ihnen

entsprechenden Kräftegrößen im Kräftepolygon benannt sind, so ermittelt sich aus dem Dreieck  $BCP$  in  $CP$  die Kraft  $H$ , welche sich im Eckpunkt  $F$  des Seilpolygons mit  $Q_2$  und der Seilkraft  $S_2$  ins Gleichgewicht setzt. Trägt man  $H$  in  $F$  an und beachtet ferner, dass nach dem Kräfteplan auch die Kräfte  $Q_1, Q_2, H$  und  $S_1$  miteinander im Gleichgewicht stehen, von denen  $Q_1$  und  $S_1$  im Schnittpunkt  $E$  der Krafrichtung von  $S_1$  mit der Richtung von  $Q_1$  im Seilpolygon angreifen, so muss für die Kräfte  $Q_1, Q_2, H$  und  $S_1$  auch die Momentengleichung des Gleichgewichts erfüllt werden. Für den Schnittpunkt  $G$ , des durch  $C$  geführten Balkenquerschnitts, mit der Richtung von  $S_1$  im Seilpolygon als Drehpunkt der Momentengleichung und mit dem Abstand dieses Schnittpunktes von der Krafrichtung  $H=y$ , Fig. 8, Taf. 51, folgt die Beziehung:

$$Hy = Q_1 b + Q_2 (a + b) \dots \dots \dots 493.$$

Für den gewöhnlichen Fall, dass  $Q_1 = Q_2$  ist, stimmen die rechten Seiten der Gleichungen für  $Vl$ , bzw.  $W_1 l$  und  $Hy$  überein und demnach, unter dieser Voraussetzung  $Vl = W_1 l = Hy \dots \dots \dots 494.$

oder, wenn, wie in der Zeichnung, die Poldistanz  $H$  gleich der Trägerlänge  $l$  gewählt wird,  $V = W_1 = y \dots \dots \dots 495.*)$

Die Transversalkraft  $V$  im Querschnitt  $C$ , ist für den Fall, dass die Laufkatze mit dem Vorderrade am Balkenquerschnitt  $C$  steht, gleich der Ordinate  $y$  für den Querschnitt  $C$ , in dem für die rechte Endstellung der Laufkatze entworfenen Seilpolygon, Fig. 8, Taf. 51.

Man hat hiernach für den Fachwerkträger zur Bestimmung der einzelnen Werthe von  $W_1$  oder der grössten Druckbelastungen  $V$  in den senkrechten Fachwerkstützen nur das Seilpolygon für die rechte Endstellung der Katze über dem Träger zu verzeichnen und diesem für jeden Knotenpunkt die Werthe von  $y$  zu entnehmen. — (Vergl. die Fussnote.)

Zur Ausführung zeichnet man am linken Trägerende über dem Fachwerkbalken von  $A$  aus, Taf. 51, Fig. 3, senkrecht übereinander die Radrucke  $Q_2$  und  $Q_1$  in der Strecke  $ADC$  mit  $AD = DC = 5000 \text{ kg}$  auf und zieht die Strahlen  $DB$  und  $CB$ . Zu diesem Kräfteplan, mit der horizontalen Poldistanz  $AB = H = l$ , verzeichnet man das Seilpolygon für die rechte Endstellung der Laufkatze, indem man durch den Schnittpunkt  $E$  der vorderen Raddruckrichtung mit  $BD$  eine Parallele zu  $BC$ ,  $ES$  zieht. Dann entspricht  $ES$  der Polygoneite  $S_1$  in Fig. 8, und die Ordinaten  $AS, FG, KJ$  u. s. f. stellen unmittelbar die grössten Druckbelastungen der darunter stehenden senkrechten Fachwerkstreben für die ungünstigsten Laufkatzenstellungen dar.

Wenn die Katze im Betrieb nicht bis in die äusserste Stellung gefahren werden kann, beschränkt sich der Druck  $V_1$  in der Auflagerstütze auf den Auflagerdruck, welcher bei der äussersten erreichbaren Stellung der Katze auftritt. Wird die Laufkatzenbahn beispielsweise durch den Knotenpunkt  $III$  begrenzt, so erhält man für die Grenzstellung gleiche Werthe von  $\max V_1$  und  $\max V_5$ .

Zieht man schliesslich noch von den Endpunkten der Ordinaten  $y$ , von  $G, J$  u. s. f. die Parallelen zu den Diagonalen des Fachwerkes  $GH, JL$  u. s. f., so ist nach Gleichung 480, S. 788,

$$GH = \frac{\max V_5}{\cos \alpha} = \max D_3, \quad JL = \frac{\max V_9}{\cos \alpha} = \max D_7 \text{ u. s. f.},$$

so dass sich hiermit auch alle Diagonalkräfte bestimmen lassen.

\*) Falls  $Q_1$  nicht  $= Q_2$  ist, hat man in der Hilfsfigur für die Endstellung der Laufkatze nur die Achsenbelastungen  $Q_1$  und  $Q_2$  miteinander zu vertauschen, um die Übereinstimmung der Gleichungen herbeizuführen und das weitere Verfahren in unveränderter Form anwenden zu können.

Zusammenstellung der Stabkräfte des Parallelträgers.

+ Zug. — Druck.

Kraft <i>O</i>	<i>O</i> <sub>4</sub>	<i>O</i> <sub>8</sub>	<i>O</i> <sub>12</sub>	<i>O</i> <sub>16</sub>	<i>O</i> <sub>20</sub>	<i>O</i> <sub>24</sub>	<i>O</i> <sub>28</sub>	<i>O</i> <sub>32</sub>	<i>O</i> <sub>36</sub>	<i>O</i> <sub>40</sub>
von dem Eigengewicht	— 4800	— 8530	— 11200	— 12800	— 13330	— 13330	— 12800	— 11200	— 8530	— 4800
von der Laufkatze . . .	— 11500	— 20330	— 26500	— 30000	— 30830	— 30830	— 30000	— 26500	— 20330	— 11500
Zusammen	— 16300	— 28860	— 37700	— 42800	— 44160	— 44160	— 42800	— 37700	— 28860	— 16300
Kraft <i>U</i>	<i>U</i> <sub>2</sub>	<i>U</i> <sub>6</sub>	<i>U</i> <sub>10</sub>	<i>U</i> <sub>14</sub>	<i>U</i> <sub>18</sub>	<i>U</i> <sub>22</sub>	<i>U</i> <sub>26</sub>	<i>U</i> <sub>30</sub>	<i>U</i> <sub>34</sub>	<i>U</i> <sub>38</sub>
von dem Eigengewicht	0	+ 4800	+ 8530	+ 11200	+ 12800	+ 12800	+ 11200	+ 8530	+ 4800	0
von der Laufkatze . . .	0	+ 11500	+ 20330	+ 26500	+ 30000	+ 30000	+ 26500	+ 20330	+ 11500	0
Zusammen	0	+ 16300	+ 28860	+ 37700	+ 42800	+ 42800	+ 37700	+ 28860	+ 16300	0
Kraft <i>D</i>	<i>D</i> <sub>3</sub>	<i>D</i> <sub>7</sub>	<i>D</i> <sub>11</sub>	<i>D</i> <sub>15</sub>	<i>D</i> <sub>19</sub>	<i>D</i> <sub>23</sub>	<i>D</i> <sub>27</sub>	<i>D</i> <sub>31</sub>	<i>D</i> <sub>35</sub>	<i>D</i> <sub>39</sub>
von dem Eigengewicht	+ 6000	+ 4670	+ 3330	+ 2000	+ 670	+ 670	+ 2000	+ 3330	+ 4670	+ 6000
von der Laufkatze . . .	+ 14340	+ 12710	+ 11040	+ 9375	+ 7710	+ 7710	+ 9375	+ 11040	+ 12710	+ 14340
Zusammen	+ 20340	+ 17380	+ 14370	+ 11375	+ 8380	+ 8380	+ 11375	+ 14370	+ 17380	+ 20340
Kraft <i>V</i>	<i>V</i> <sub>1</sub>	<i>V</i> <sub>5</sub>	<i>V</i> <sub>9</sub>	<i>V</i> <sub>13</sub>	<i>V</i> <sub>17</sub>	<i>V</i> <sub>21</sub>	<i>V</i> <sub>25</sub>	<i>V</i> <sub>29</sub>	<i>V</i> <sub>33</sub>	<i>V</i> <sub>37</sub>
von dem Eigengewicht	— 4000	— 3600	— 2800	— 2000	— 1200	— 800	— 1200	— 2000	— 2800	— 4000
von der Laufkatze . . .	— 9625	— 8625	— 7625	— 6625	— 5625	— 4625	— 5625	— 6625	— 7625	— 9625
Zusammen	— 13625	— 12225	— 10425	— 8625	— 6825	— 5425	— 6825	— 8625	— 10425	— 13625

In den Gegendiagonalen *D*<sub>23'</sub> und *D*<sub>19'</sub> treten 6040 kg und in *D*<sub>27'</sub>, bezw. *D*<sub>15'</sub>, 4875 kg Zug auf, wenn die Laufkatze über die Mitte hinausfährt.

Die Zahlenwerthe sind für sämtliche Stabkräfte in der vorstehenden Tabelle zusammengestellt.

Hieraus ersieht man, dass die Gegendiagonalen 23' und 27' noch mit 6040 kg, bezw. 4375 kg, auf Zug beansprucht werden, sobald die Laufkatze von links nach rechts bis zu den nächsten Knotenpunkten über die Mitte hinausfährt, und ebenso bei umgekehrter Fahrriichtung die Gegendiagonalen 19' und 15' links von der Mitte. Wenn diese Diagonalen nicht vorhanden wären, würden bei der entgegengesetzten Richtung der Gitterstäbe des einfachen Systems die Diagonalen 23 und 27, bezw. 15 und 19, durch die betreffenden Kräfte auf Druck beansprucht werden und abzüglich des vom Eigengewicht vorhandenen Zuges noch eine sehr erhebliche Knickbelastung erleiden. In den äusseren Feldern können die Gegendiagonalen entbehrt werden, weil hier der Zug vom Eigengewicht grösser ausfällt, als die Druckbelastung von der rollenden Laufkatze, also reine Zugwirkung in den einfachen Diagonalen gesichert bleibt.

Das Hand in Hand mit der graphischen Bestimmung der Kräfte benutzte, analytische Verfahren zeigt, wie man auf beiden Wegen gleich bequem zum Ziel gelangt, so dass man die Doppelbestimmung gut zur gegenseitigen Prüfung der Schlussergebnisse gebrauchen kann.

Taf. 53 veranschaulicht die Ausführung eines Fachwerks für aussergewöhnlich starke Krahnbelastung von E. Schürmann. Ein weiteres Beispiel liefert Taf. 67.

#### Laufkrahne mit Handbetrieb.

Die Katzen der Laufkrahne werden für Handbetrieb überwiegend aus schmiedeeisernen oder gusseisernen Rahmengestellen zusammengebaut. Für schnell arbeitende Krahne mit Transmissions- oder elektrischem Betrieb findet man vorzugsweise schmiedeeiserne Katzen, und nur einzelne Fabriken bevorzugen für fest eingeführte Modelle Gusseisen. Stahlgusskatzen kommen wegen ihres hohen Preises nur für besonders schwere Krahne in Betracht.\*)

#### Laufkrahnen für 3000 kg Last und 13 m Spannweite mit Handbetrieb von Gerlach.

Der Laufkrahnen, Taf. 52, ist für Montirungszwecke in Maschinenhäusern bestimmt und mit Kettenhaspelrädern für die Fahr- und Lasttriebwerke ausgerüstet, um sie von unten bedienen zu können. Die Lastwinde in der Laufkatze ist als Schneckenwinde mit kalibrirter Kette und Daumennuss entworfen und mit einem Kegelrädervorgelege versehen, das den Antrieb der Haspelwelle auf die Schnecke überträgt. Die Last hängt an einer losen Rolle.

Für die Belastung des einzelnen Kettentrums mit  $\frac{3000}{2} = 1500$  kg ist nach der Beziehung 34, S. 36,  $\delta \geq 0,04 \sqrt{1500}$ , eine kalibrirte Kette von  $\delta = 1,8$  cm reichlich stark. Die Kettennuss hat 6, das Haspelrad 50 Daumen mit 8 mm Zugkette, die zugehörigen Theilkreisdurchmesser messen 194 und 637 mm. Wird ferner, unter Annahme einer steilgängigen Schnecke, der Wirkungsgrad des ganzen Windetriebwerks zu 0,6 geschätzt und für die volle Belastung eine Haspelkraft von 25 kg angenommen, so erhält man die erforderliche Gesamtübersetzung zwischen Last- und Antriebmoment

$$\frac{1500 \cdot 9,7}{0,6 \cdot 25 \cdot 31,8} = 30,5.$$

Wenn man diesen Werth in die Faktoren  $12 \cdot 2,5 = 30$  zerlegt und eine dreigängige Schnecke wählt, bekommt das Schneckenrad 36 Zähne für die Übersetzung

\*) Vergl. die Becker'sche Stahlgusskatze für einen Schmiedelaufkrahnen, Taf. 66, Fig. 1 und 2, und die von Krupp in Stahl gegossene 30 t-Katze der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1551 Fig. 85 bis 87.

1:12, und das Kegelrädervorgelege ist zweckentsprechend mit 12 und 30 Zähnen auszuführen.

Das Kegelrad auf der Haspelwelle hat ein Moment  $M = 25 \cdot 31,8 = 795$  kgcm zu übertragen und erhält nach Gl. 182, S. 175, für  $z = 12$ ,  $\psi = 2$ ,  $k = 18$ ,  $t \sim 2,3$  cm  $\sim 8\pi$  mm im mittleren Theilkreis.

Das Antriebsmoment der Schneckenwelle ist wegen der Kegelradübersetzung  $= 2,5 \cdot 795$  kgcm und somit, nach Gleichung 213, S. 200, die Schneckenheilung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi M}{\psi i k}} \eta_s \quad \text{mit } \psi = 2,5, i = 3, \text{ dem mässigen Werth von } k = 14 \text{ kg/qcm und der}$$

Schätzung des Schneckenwirkungsgrades  $\eta_s = 0,65$

$$t = \sim 4,25 \text{ cm oder auf englisches Mass abgerundet } = 1\frac{3}{4}'' \text{ engl.}$$

Die starke Neigung der Schneckenradzähne erfordert Stützzapfenbunde für die Radwelle.

Die schwebende Last wird mittelst einer Drucklagerbremse gesperrt, deren Widerstand beim Senken zu überwinden ist. Die Laufkatzenwangen werden durch den Zug des stehenden Lastkettentrums, im Abstand 128 mm, Fig. 1, von der rechten Laufradachse, je mit 750 kg belastet. Der Zug des laufenden Trums setzt sich durch die Achse der Kettennuss in der Wangenmitte, in 600 mm Abstand von den Laufradmitten ab. Demnach empfängt das rechte Laufrad von der Nutzlast die

$$\text{grössere Belastung und zwar } \frac{750 \cdot (107,2 + 60)}{120} = 1045 \text{ kg.}$$

Bei 30 mm Fahrschienenbreite und 300 mm Laufraddurchmesser bleibt der spezifische Raddruck  $k$ , abgesehen vom Einfluss des Katzeneigengewichts, auf

$$\frac{1045}{30 \cdot 3} \sim 12 \text{ kg/qcm}$$

beschränkt. Das grösste Biegemoment der Laufkatzenwangen fällt in die Mitte und wird  $= 1045 \cdot 60 - 750 \cdot 47,2 = 27300$  kgcm. Hierfür würde mit 750 kg/qcm

Biegungsspannung ein Widerstandsmoment  $= \frac{27300}{750} = 36$  genügen. Zum bequemen

Einbauen der Lager u. s. f. sind statt dessen  $\square$ -Eisen N. P. 14 mit dem Widerstandsmoment 87 gewählt.

Das Moment des Fahrwiderstandes der Laufkatzenräder berechnet sich für 2 cm Zapfenhalbmesser der Laufradachsen, mit dem Reibungskoeffizienten der Wälzung  $f = 0,08$  cm und dem Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$ , unter Schätzung des Katzensgewichts zu 250 kg,

$$\text{durch } 3250 (0,08 + 0,1 \cdot 2) = 910 \text{ kgcm,}$$

Erhöht man diesen Werth wegen der Spurkranzreibung, die nach S. 351 unter Umständen 60% des Gesamtfahrwiderstandes betragen kann, um 120%, so wären  $\sim 2000$  kgcm in Rechnung zu stellen. Für 31,8 cm Haspelradhalbmesser, 40 kg Haspelzug und 0,85 Wirkungsgrad, ist die erforderliche Übersetzung

$$\frac{2000}{0,85 \cdot 31,8 \cdot 40} \sim 1,9.$$

Hierfür findet sich im Entwurf ein Stirnräderpaar mit den Zähnezahlen 18 und 36, also der Übersetzung  $\sim 2:1$ .

Die Belastungsverhältnisse der Laufkatzenräder sind für 13 m Spannweite und  $\sim 520$  bzw. 1110 kg Raddruck aus Nutzlast und Katzeneigengewicht aus der schematischen Skizze, Taf. 52, Fig. 5, zu bestimmen. Wir erhalten für den Querschnitt in der Entfernung  $x$  vom rechten Auflager

$$M_b = W_2 x = \frac{1110(1300 - x) + 520(1300 - x - 120)}{1300} x = \frac{2055490 - 1630x}{1300} x.$$

Der Abstand  $x$ , in welchem  $M_b$  seinen grössten Werth annimmt, folgt aus

$$\frac{dM_b}{dx} = 2055490 - 2 \cdot 1630x = 0$$

$x = 630,5$  cm, und der zugehörige Werth

$$\max M_b = \sim 498470 \text{ kgcm.}$$

Mit  $\sigma = 700$  kg wird das erforderliche Widerstandsmoment  $W$  des Katzenträgers

$$W = \sim \frac{498470}{700} = 712.$$

Dem genügt ein gewalzter  $\square$ -Träger N. P. 32 mit dem nächstliegenden Werthe  $W = 789$ . Durch das Eigengewicht erhöht sich die Biegungsspannung noch um etwa 50 kg/qcm, so dass mit Rücksicht auf den reichlichen Werth von  $W$  die Gesamtanstrengung höchstens auf etwa 750 kg/qcm steigt. Die resultierende An-

strengung im Steg, aus Biegung und Schub, bleibt bei gewalzten Trägern in den zulässigen Grenzen und bedarf keiner besonderen Untersuchung.

Der Radkasten für die Laufräder ist durch zwei  $\Gamma$ -Eisen gebildet, die auf einer gemeinsamen Deckplatte die Hauptträger aufnehmen. Das aussen liegende  $\Gamma$ -Eisen ist ausserdem noch durch ein Stirnblech und durch Winkeleisen mit den Hauptträgern vernietet, um eine möglichst solide Verbindung zwischen den Radkasten und den Laufkatzentägern zu schaffen.

Schätzt man das Gesamtgewicht des ganzen Laufkrahnes zu 1600 kg, so erhält man mit 0,08 cm, als Koeffizienten der wälzenden Reibung, und mit 0,1 für die Zapfenreibung, bei 2,5 cm Halbmesser der Laufachsenszapfen, als Moment des Fahrwiderstandes  $= (3000 + 1600) (0,08 + 0,1 \cdot 2,5) \sim 1520 \text{ kgcm}$  und mit etwa 120% Zuschlag wie oben für die Spurkranzreibung  $\sim 3350 \text{ kgcm}$ . Beschränkt man wegen der schnellen Ermüdung bei längeren Fahrstrecken den Haspelzug für zwei Mann auf  $\sim 30 \text{ kg}$ , so erhalten wir für 31,8 cm Haspelradhalbmesser und 0,85 Wirkungsgrad die erforderliche Übersetzung  $= \frac{3350}{30 \cdot 31,8 \cdot 0,85} \sim 4$ . Dem entspricht das Stirnräderpaar mit 12 und 48 Zähnen.

#### **Laufkrahne für grosse Spannweiten mit Handbetrieb von unten.**

Ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Nürnberg.

Die Forderung kräftiger Seitensteifigkeit der Bühnenkonstruktion tritt auch bei Laufkrahnen mit Handbetrieb für grosse Spannweiten auf, weil hier trotz der Abwesenheit von wagerechten Beschleunigungskräften, die sonst schon kräftig versteifte Träger bedingen, der Fahrwiderstand unter dem Einfluss der Spurkranzreibung durch Federn schwacher Bühnenwangen unzulässig erhöht werden kann. Fig. 660 bis 662, S. 798, veranschaulichen die Bauart, welche die Maschinenbau-Aktiengesellschaft Nürnberg, im Hinblick hierauf, für solche Krahne wählt. Die Laufbrücke besteht aus einem kastenförmigen, nur auf der Unterfläche offenen, genieteten Träger. Das Laufradwerk kann von beiden Krahnen mittelst der doppelt angeordneten Haspelräder angetrieben werden, die zum Übertragen und Ausgleichen einseitiger Kraftwirkung durch eine im Bühnenkasten gelagerte durchgehende Welle mit Kettentrieben an den Enden gekuppelt sind.

Die Katze läuft auf der Deckplatte des Krahnbalkens und trägt zwischen den seitlich, neben den Bühnenwangen schräg nach unten geführten Winkeleisen ein Querstück mit Bügel zum Einhängen eines Flaschenzuges, der als Lastwinde dient. Die Haspelwelle des Katzenfahrwerks ist in der Mitte der Katze quer mit seitlich vorkragendem Haspelrade gelagert und überträgt ihren Antrieb durch zwei Kettenräderpaare zwischen den Bühnenwangen mit einfacher Übersetzung auf die eine Laufachse.

In der symmetrisch durchgeführten Krahnenkonstruktion sind alle störenden einseitigen Belastungen bei gedrängter Bauart und möglichst beschränktem Materialaufwand vermieden.

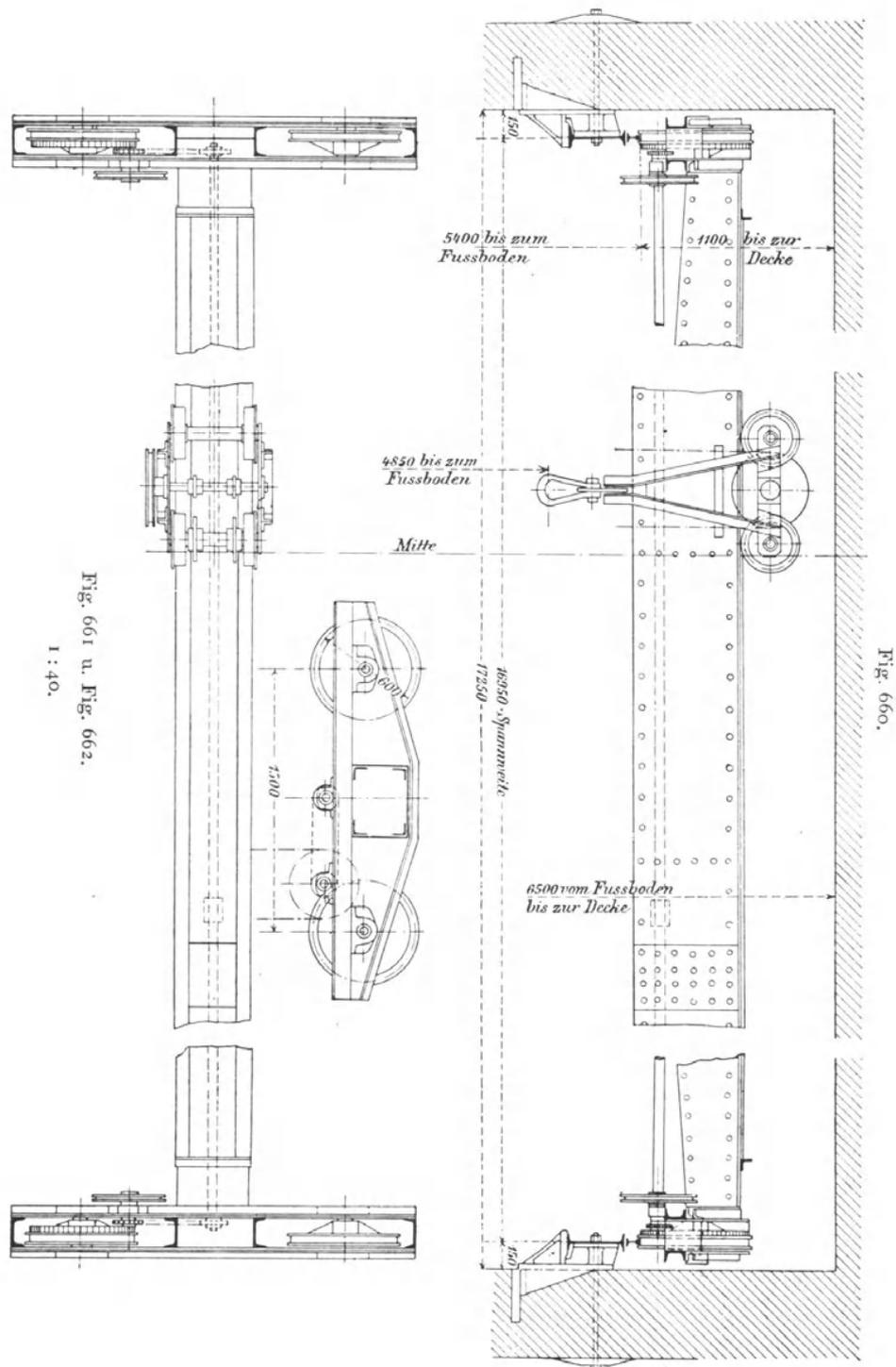
Die Zeichnung ist einer Ausführung für die Königl. Artilleriewerkstätten in München mit nahezu 17 m Spannweite und 5000 kg Tragkraft entnommen.

#### **Laufkrahne mit Haspelkettenbetrieb für 6 t Nutzlast und 14 m Spannweite von L. Stuckenholz.\*)**

Die Krahnenbalken, Fig. 663 bis 665, S. 799 bis 801, bestehen aus  $\Gamma$ -Eisen, N. P. Nr. 45 mit aufgeschraubten Flachstahlschienen, die Kopfstücke aus  $\Gamma$ -Eisen, die quer durch die Enden der Hauptträger geschoben und unter Verwendung von Winkeleisen mit ihnen vernietet sind.

Das Krahnenfahrwerk greift mit den beiden Kopffritzeln der durchlaufenden,

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1853. Die Quelle enthält auch die Konstruktionszeichnung der zur Winde gehörigen Senksperrbremse.



in Blechkonsolen am Hauptträger gelagerten Welle in die verzahnten Spurkränze der Laufräder ein und wird durch ein Zwischenvorgelege mit Haspelkette angetrieben. Haspelrad und zugehöriges Ritzel sind miteinander ver-

einigt lose, aussen auf die verlängerte Achse des einen Laufrades aufgesetzt. Der Antrieb erfolgt einseitig, kann aber ohne Schwierigkeiten auch in gleicher Weise doppelseitig ausgeführt werden.

Die Katze ist in möglichst gedrängter Form mit Daumenrolle für Gall'sche Kette, auswechselbaren Stirnrädervorgelegen und Senksperrbremse für die Lastwinde, sowie dem erforderlichem Fahrtriebwerk gebaut. Die 15 mm dicken Blechwangen der Katze mit gusseisernen Rosetten für die Triebwerkswellen werden durch die Flansche der Rohrlager der beiden Lauf- radachsen im gegenseitigen Abstand gehalten und versteift.

Der Antrieb der Winde erfolgt durch das äussere Haspelrad *a*, Fig. 665, S. 801, das Vorgelege *bc* und die weitere Übersetzung *fg* mit dem innen verzahnten Rade *g*, auf dessen Achse das 7 daumige Kettenrad *i* als Winden- rolle sitzt. Bei 67 mm Kettenteilung ist der Hakenhub für eine volle

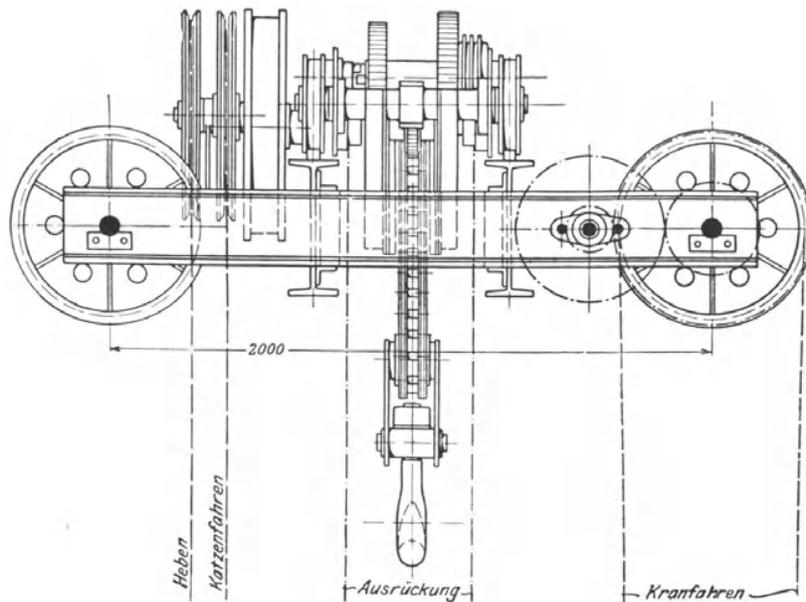


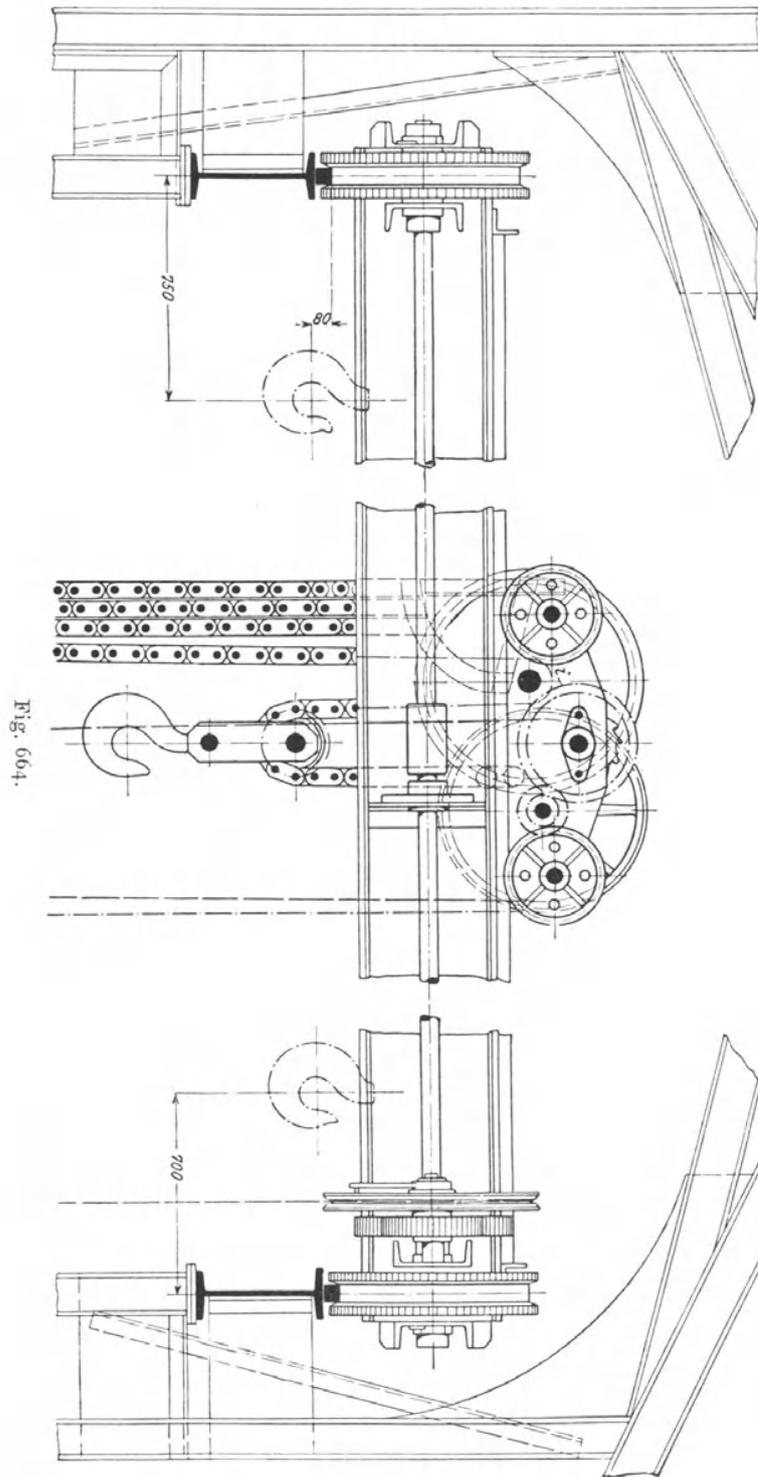
Fig. 663.

Haspelradumdrehung, unter Berücksichtigung der losen Rolle und der Zähne- zahlen der Räderübersetzung

$$\frac{12}{40} \cdot \frac{11}{55} \cdot \frac{67 \cdot 7}{2} = 14,07 \text{ mm} \sim 14 \text{ mm}$$

für die volle Last und etwa 60 kg Haspelzug am Rade von 636 mm Dmr.

Ein aus zwei Flacheisen zusammengebogener und mit seinem gabel- förmigen Fuss über das linke Rohrlager geschobener, dort befestigter Bügel umschliesst den oberen Umfang der Daumenrolle zur Führung der Last- kette. Das leere Kettentrum ist an demselben Rohrlager aufgehängt und speichert sich zwischen diesem und der Daumenrolle in der üblichen Weise an einer geneigten Führungsbahn in einzelnen Schlingen auf. Auf dem rechten Rohrlager ist die Drehachse des von unten durch Kettenzug zu bedienenden zweiarmigen Steuerhebels *h* gelagert, durch den mittelst Schubmuffe *bd* zum Wechsel der Übersetzung umgestellt und statt der Räder *cb* die Räder *de* mit der Übersetzung 18:34 für leichtere Lasten ein- geschaltet werden können. Der Hakenhub beträgt dann bei einer vollen Haspelradumdrehung 24,7 mm ~ 25 mm.



Ein senkrecht aufwärts gerichteter Winkelarm am Steuerhebel mit Belastungsgewicht wirkt als Kipphebel und sichert die beiden entgegengesetzten Einrücklagen des Wechselgetriebes.

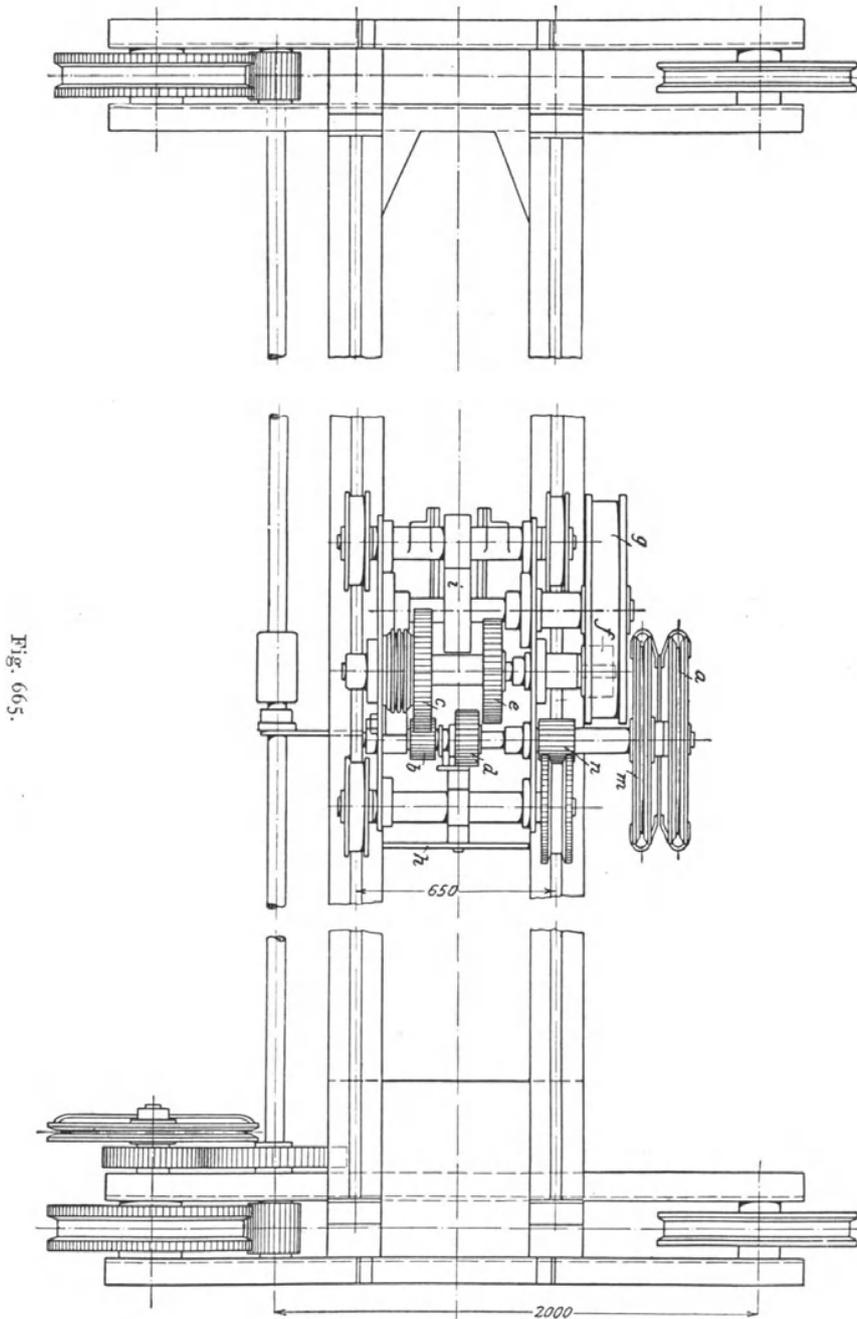


Fig. 665.

Die beiden Räder *c* und *e* sitzen gemeinsam auf einer mit doppelgängigem Muttergewinde versehenen Hülse, welche die eine Hälfte einer Dubois'schen Senksperrbremse — vergl. Fig. 234 u. 235, S. 286 — bildet und sich beim Antreiben durch den Haspelzug auf der anfangs noch von der

Last zurückgehaltenen Kernwelle solange nach aussen verschraubt, bis der Klemmschluss einer Lamellenkupplung die Kernwelle mitnimmt und die Last durch die weitere Übersetzung hebt oder später freischwebend festhält, die nur durch Zurückhaspeln gesenkt werden kann.

Das Fahrtriebwerk der Katze, Fig. 665, wird durch das Haspelrad *m* in Thätigkeit gesetzt und besitzt nur die Stirnräderübersetzung zwischen dem Ritzel *n* und den verzahnten Spurkränzen des einen Laufrades mit dem Zähnezahlenverhältniss 12:33. Die vier Laufräder von 300 mm Dmr. sind gleich belastet. Die lange Nabe des Ritzels *n* läuft lose auf der Kernwelle des Hubhaspelrades *a* und ist mit dem Haspelrade *m* verkeilt.

Für die beiden nebeneinander sitzenden Haspelräder dient ein gemeinsamer, pendelnd auf der Achse angeordneter Schutzbügel zur Kettenführung.

**Laufkrahne mit Handkurbelbetrieb für 25 t Nutzlast und 17,4 m Spannweite von L. Stuckenholz in Wetter a/Ruhr.**

Der Laufkrahne, Fig. 666 bis 668, ist mit Seitengalerien für die Bedienung der Katze und des Bühnenfahrwerkes und deshalb mit paarweise

Fig. 666.

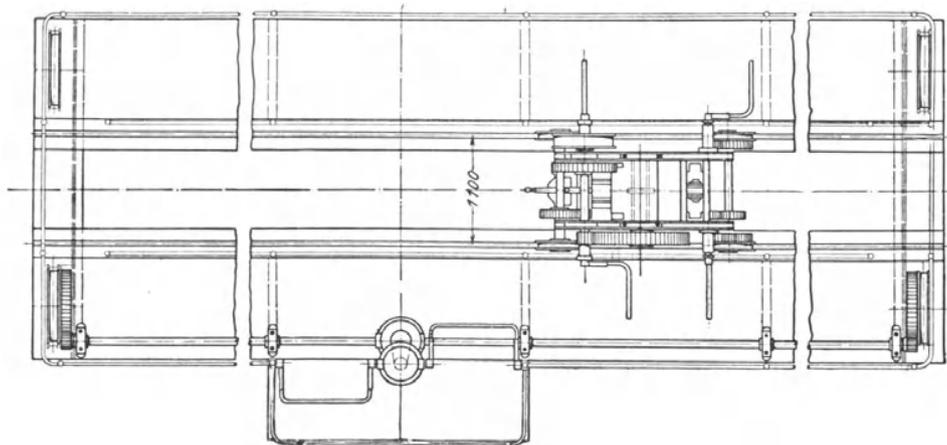
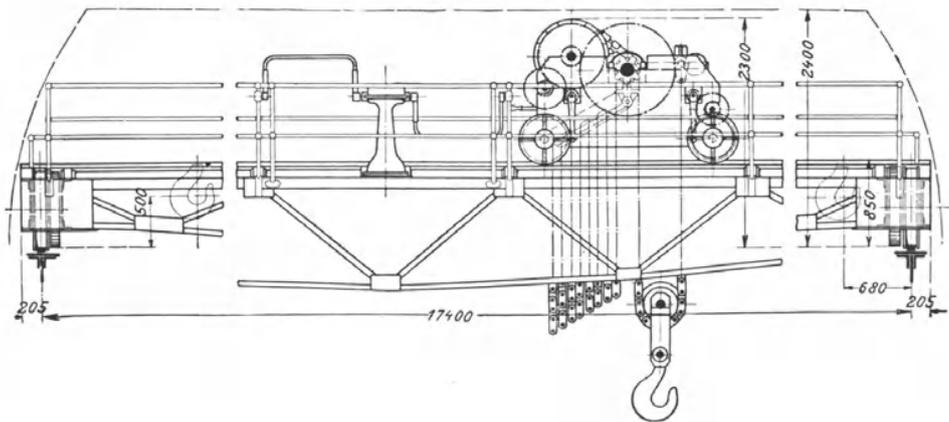


Fig. 667.

durch Querverbände versteiften vier Trägern gebaut, von denen die beiden inneren vollwandig sind.

Innere und äussere Geländer schützen die Arbeiter nach beiden Seiten. Der Antrieb des Bühnenfahrwerkes liegt in der Mitte der einen Galerie auf einem Ausbau, um geräumigen Platz zum Kurbeln zu gewähren. Die Welle der doppeltgekröpften Fahrtriebkuhbel ist in der Mitte in einem gusseisernen Ständer und an beiden Enden in den Kopfaugen der Eckgeländerstäbe gelagert. Eine Welle im Kern des schwach nach aussen geneigten Ständers überträgt den Antrieb von der Kurbelwelle durch doppelte Kegelraderpaare auf die durchlaufende Bühnenwelle, deren Kopfrizel mit den Zahnkränzen der Laufräder im Eingriff stehen.

Die Katzenwinde nimmt die Last an einer losen Rolle mit Gall'scher Kette von 100 mm Theilung, 6 Lamellen und 40 mm Bolzendurchmesser auf und ist mit zwei Stirnkurbeln für 4 Arbeiter, Sperrradbremse und ausrückbarem Stirnrädervorgelege derart gebaut, dass leichte und mittlere Lasten mit doppeltem, grosse mit dreifachem Vorgelege gehoben werden.

Der Hubweg beträgt für jede volle Kurbelumdrehung bei dem sieben-daumigen Kettenrad und 100 mm Baulänge der Kette, loser Rolle und dreifachem Vorgelege mit den nachstehenden Zähnezahlen

$$\frac{11}{36} \cdot \frac{11}{48} \cdot \frac{11}{60} \cdot \frac{7 \cdot 100}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

und steigt durch Ausschalten des ersten Vorgeleges 11 : 36 auf 14,7 mm.

Zum zwangweisen Stillsetzen der Kurbel während des Lastsenkens ist die S. 255 an Hand der Fig. 213 u. 214 beschriebene Konstruktion benutzt, welche im übrigen auch das Niederkurbeln des leeren Hakens und leichter Lasten ermöglicht, die nicht von selbst ablaufen.

Das Windengestell ist aus doppelwandigen Blechwangen mit gusseisernen Rosetten für die Wellenlager und Versteifung durch die Laufradachsen, auf denen sich die Räder lose drehen, zusammengebaut. Weitere Versteifungen bilden das Querstück

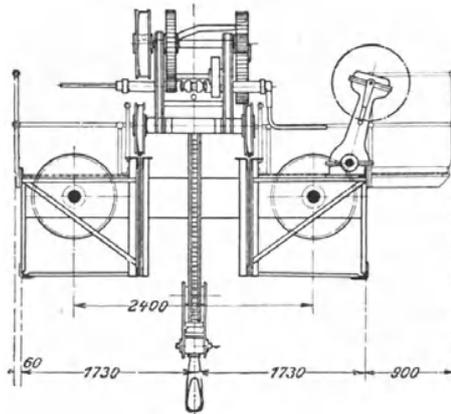


Fig. 668.

zur Aufnahme des stehenden Kettentrums und das Rahmenwerk der Dauenerolle.

Das Fahrtriebwerk der Katze besteht aus einer Doppelkurbelwelle und zwei Stirnräderübersetzungen mit den Zähnezahlen 11 : 30 und 12 : 40 bei 400 mm Kurbelhalbmesser und 470 mm Durchm. der Stahlgusslaufräder. \*)

**Laufkrahne für Baugerüste von Gebr. Weismüller in Frankfurt a. M.**

Die in Fig. 669, S. 804, dargestellte Konstruktion eines Laufkrahns, der bei Neubauten zum Versetzen der Materialien Verwendung findet, liefert ein Beispiel für eine in Holz durchgeführte Bühnenkonstruktion und für die getrennte Anordnung des Fahrtriebwerkes der Krahnebrücke. \*\*)

\*) Weitere Einzelheiten und Konstruktionszeichnungen siehe in dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung. Z. d. V. d. I. 1892, S. 1849 u. f.

\*\*) Bei elektrisch betriebenen Baukrahnen pflegt man nicht selten gemischte Vorgelege mit Schneckentriebwerk und Stirnräderübersetzung mit zwischengeschalteter Kupplung anzuwenden, um durch Ausrücken der Kupplung den Lasthaken ohne umsteuerbaren Motor und Stromverbrauch ablaufen zu lassen.

Die Bühne besteht aus einem rechteckigen, auf zwei Schwellenpaaren ruhenden Balkenrahmen, dessen Laufachsenlager von unten gegen die Querschwellen geschraubt sind. Die Krahnarbeiter stehen auf der Bühne. Die Plattform, welche die Fahrbahn der Lastwinde aufnimmt, ist im äusseren Umfange mit Bohlen belegt, sowie ausserdem auf allen Seiten mit einem Schutzgeländer versehen. Die Konstruktion der fahrbaren Lastwinde entspricht den für Bockwinden mit Laufrollen üblichen Ausführungen. Der

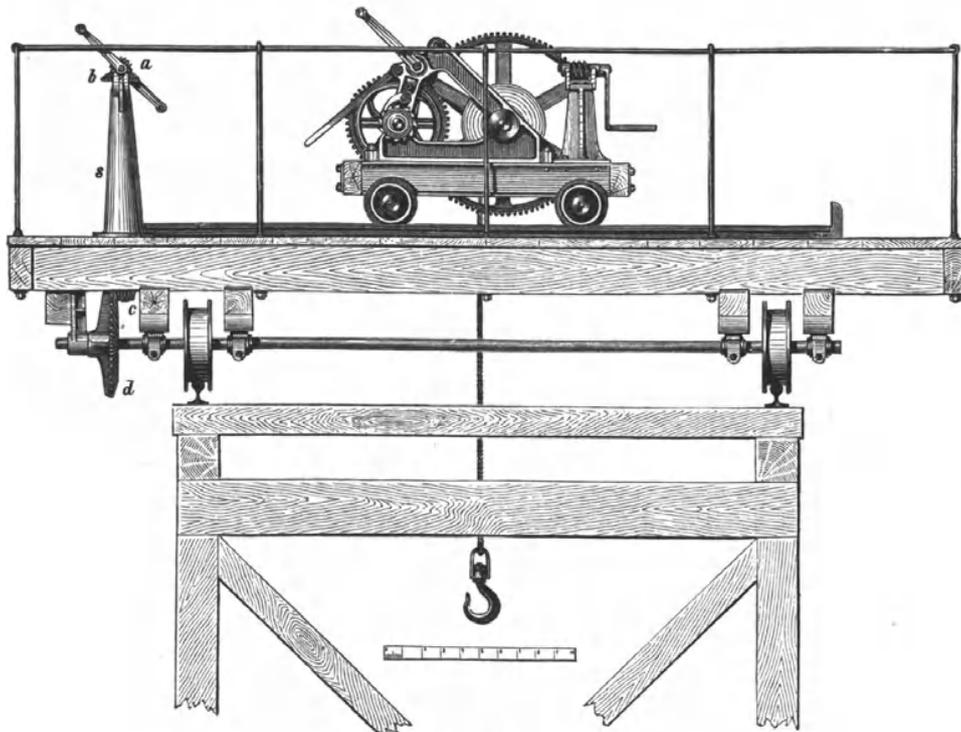


Fig. 669.

Antrieb für die Fahrbewegung der Bühne wird durch zweifache, konische Räderübersetzungen mit den Rädern *a-b* und *c-d* erzielt, welche die Kraftübertragung zwischen der Kurbelwelle und der angetriebenen Laufradachse der Bühne vermitteln. Die Kurbelwelle und die senkrechte Zwischenwelle liegen in dem gusseisernen Ständer *s*.

Der Schienenstrang für die Krahnabühne ruht unmittelbar auf dem Baugerüst, das entsprechend solide auszuführen ist.\*)

\*) In England und Amerika werden für Hochbauten, bei denen grosse Werkstücke zu heben sind, vorwiegend Derrickkrahne, d. h. Auslegerkrahne mit verstellbarer Ausladung, statt der in Deutschland üblichen Laufkrahne benutzt, um die kostspieligen Gerüstbauten auf einzelne Holzthürme zu beschränken. Die häufig an zwei diagonal gegenüberliegenden Thurmecken angebrachten Krahnenausleger beherrschen den Raum innerhalb und ausserhalb der aufzuführenden Umfassungsmauern bis zum Arbeitsfeld des nächsten Gerüstthurmes. Die Zahl der erforderlichen Thürme lässt sich durch möglichst grosse Ausladung der Krahne vermindern. Einige Skizzen und Angaben über derartige drehbare Baugerüstkrahne finden sich im Centralblatt der Bauverwaltung 1885, S. 353; 1896, S. 485; 1898, S. 249. Vergl. ferner S. 612 mit Fussnote \*); sowie S. 746 und 747 mit Fussnote \*). Bei dem Dombau in Berlin sind elektrisch betriebene Laufkrahne von Nagel & Kaemp benutzt. Skizze und Betriebskosten hierfür siehe: Deutsche Bauzeitung, Mai 1896, S. 265.

**Laufkrahne mit Transmissionsbetrieb.**

**Laufkrahne mit Wellenbetrieb für 75 t Tragkraft und 27,3 m Spannweite  
von E. Schürmann in Wetter a./Ruhr.**

Der Laufkrahne, Taf. 53, ist von E. Schürmann in Wetter a./Rh. für Friedrich Krupp in Essen entworfen und von der Gutehoffnungshütte in Oberhausen 1890 in zwei Exemplaren für die Kanonenwerkstatt V in Essen ausgeführt. \*) Beide Krahne laufen auf einer gemeinsamen Schienenbahn und werden durch eine gemeinschaftliche Haupttransmissionswelle von der Werkstatt aus angetrieben, um je nach Bedarf die Krahne einzeln oder für Lasten über 75 t bis 150 t zusammen arbeiten zu lassen.

Für die Hubgeschwindigkeit sind drei Abstufungen gewählt:

0,666 m	in der Minute	für Lasten	zwischen	50 und	75 t
1 m	"	"	"	"	25 " 50 t
2 "	"	"	"	"	bis zu 25 t.

Die Fahrgeschwindigkeit der Krahnbühne und der Laufkatze ist zu 9 m in der Minute angenommen. Diese hohen Arbeitsleistungen schliessen für Transmissionsbetrieb die Verwendung von Seilen aus, und es ist daher für alle Räderwerke durchgehender Wellenbetrieb benutzt, weil angesichts der noch mangelhaften elektrischen Ausrüstungen zur Zeit der Bestellung auf selbstständige Motoren für die Krahne verzichtet wurde. Die Transmissionswellen sind mit Rücksicht auf die Schleppräder, die auf ihnen zur Abgabe der Bewegung bei beliebigen Bühnen- oder Katzenstellungen gleiten, mit quadratischem Querschnitt ausgeführt und werden durch senkrecht ausweichende Lagerstützen getragen, deren Bauweise den Zeichnungen Taf. 36, Fig. 7 u. 8 entspricht. Die Hauptwelle misst 115 mm im Quadrat und macht 120 Umdrehungen in der Minute. Die Kraft wird von dieser Welle durch ein Kegelschlepprad auf eine kurze, stehende Welle am Bühnenende abgezweigt und durch ein zweites Kegelradpaar auf die Hauptkrahnwelle übertragen, die vor der Laufkatze auf der Brücke, in ausweichenden Lagern, zwischen den festen an beiden Bühnenenden liegt und ebenfalls mit 120 Touren läuft. Von hier empfängt die horizontale Wendegetriebewelle an der Laufkatze durch ein Stirnschlepprad ihren Antrieb und verzweigt ihn theils auf die in der Laufkatze gelagerte Lastwinde, theils auf das Fahrtriebwerk der Katze und schliesslich auch noch mittelst eines Kegelräderpaares und eines Schlepstirnradpaares auf die hinter der Laufkatze über der Bühne gelagerte Vierkantvorgelegewelle für die Fahrräder der Krahnbühne, deren minutliche Umlaufzahl auf 80 beschränkt ist. Diese Abzweigung des Fahrtriebwerks der Bühne von der Katze bietet eine eigenartige Lösung der Aufgabe, den möglichst vollkommenen Ausgleich der wechselnden Fahrwiderstände an beiden Bühnenenden und der verschiedenen Torsionsdeformationen in den beiden Zweigen der Vorgelegewelle für die Bühnenlaufräder zu vermitteln. Mit der Annäherung der Laufkatze an ein Bühnenende verkürzt sich gleichzeitig die Strecke der Vorgelegewelle zwischen dem Antrieb an der Laufkatze und dem Arbeitswiderstand des nächstliegenden Laufrades. Damit wird die von der Wellenlänge abhängige Deformation in eben dem Masse beschränkt, wie andererseits der Fahrwiderstand durch die gesteigerte Belastung des Laufrades die Deformation zu erhöhen sucht.

Die aussergewöhnlich hohen Belastungen und die grosse Spannweite erfordern weitgehende Vorsichtsmassregeln, um alle Ursachen, die auf Ecken der Bühne beim Fahren hinwirken, zu vermeiden, und die Vermehrung der Schleppräder und ausweichenden Lager muss, bei Verzicht auf elektrischen

\*) Z. d. V. d. Ing. 1891.

Antrieb mit getrennten Motoren, in den Kauf genommen werden, damit den Anforderungen in dieser Hinsicht so vollkommen, wie möglich, genügt wird.

Die Wendegetriebe für die Lastwinde und die Fahrtriebwerke bestehen aus Kegelzahnradern mit doppelseitig einrückbaren Reibungskupplungen für den rechts- oder linksläufigen Antrieb der senkrecht dazu gelagerten Wellen, welche durch ein Kopfkegelrad mit den losen Zwillingkegelrädern des Wendegetriebes in dauerndem Eingriff stehen und von demjenigen Kegelrade mitgenommen werden, das von der in Feder und Nuth verschiebbaren Kupplungsmuffe mit der ständig laufenden Arbeitswelle verbunden wird. Das mittlere Wendegetriebe gehört zur Lastwinde. Seine Querwelle ist für die drei Laststufen mit drei in Feder und Nuth verschiebbaren Stirnrädern  $h$ ,  $i$  und  $k$  ausgerüstet, von denen zwei,  $i$  und  $k$  — vergl. die Schnittfigur  $AB$ , Taf. 53 — nebeneinander auf einer gemeinsamen Schubmuffe untergebracht sind, während das dritte auf dem jenseitigen Wellenkopf sitzt. Die Räder können durch Verschieben wechselweise mit ihren zugehörigen, auf der nächsten Vorgelegewelle fest aufgekeilten Übersetzungsrädern  $g$ ,  $f$  und  $e$  in Eingriff gebracht werden, um den Antrieb, je nach der Lastgrösse, durch feste Stirnräderübersetzung  $dc$  auf eine dritte Vorgelegewelle fortzupflanzen, von der schliesslich die Lastwelle mit ihrem 7zähligen Daumenrad  $l$  durch zwei gleich grosse Kopfstirnräderpaare  $ab$  in Umlauf gesetzt wird. Durch die Gabelung des Antriebs der Lastwelle werden die Theilungen der letzten Stirnräderpaare und die Drehmomente der Daumenradwelle herabgesetzt. Die Lastwinde in der Laufkatze arbeitet hiernach mit dreifachem Stirnrädervorgelege und dreifachen Wechselrädern. Zum Festhalten der schwebenden Last sind auf der zweiten Vorgelegewelle doppelte Bandbremsen vorhanden.

Der Lastträger hängt an einer losen Rolle in der Schlinge einer Gall'schen Gelenkkette von 180 mm Theilung aus Krupp'schem Tiegelstahl. Dasselbe Material ist auch für den Lastträger, die Daumenräder mit ihren Achsen und für die Schildbleche der losen Flasche verwendet. Das lose Kettenende vertheilt sich auf zwei Schlingen, um bei der höchsten Stellung der losen Flasche den Lastweg frei zu lassen. Das Fahrwerk der Laufkatze wird mit dem rechtsliegenden Wendegetriebe eingerückt und besteht aus einem doppelten Stirnrädervorgelege. Auch hier trägt die letzte Vorgelegewelle zwei Stirnräder, um die Kraft zu vertheilen und die vordere Laufachse der Katze durch zwei Räder unmittelbar neben den Laufachsen an beiden Enden gleichzeitig anzutreiben. Für das Fahrwerk der Krahn-  
bühne sind, wie aus Schnittfigur  $CD$  am deutlichsten ersichtlich, mit der quadratischen, gemeinsamen Vorgelegewelle hinter der Laufkatze, die von einem Bühnende bis zum anderen reicht, an jedem Ende dreifache Stirnräderübersetzungen verbunden.

Sämmtliche Radzähne sind für möglichst genauen Eingriff und geräuschlosen Gang gehobelt. Für die schnelllaufenden Räderpaare ist stets ein Rad aus Phosphorbronze, das eingreifende Gegenrad aus Stahl hergestellt; bei den langsamer laufenden Rädern arbeitet Stahl auf Stahl, wie sich aus dem nachstehenden Räderverzeichniss, S. 807, ergibt.

Der Krahnführer hat seinen Standort vor den Wendegetrieben, auf einem seitlichen Ausbau der Laufkatze, fährt also mit ihr über die Bühne, ohne seinen Platz zu verlassen.

Die Laufkatzen Träger sind als offene Fachwerkträger mit einfachem Diagonalsystem konstruirt, so dass die Diagonalen der Mittelfelder auch knickwiderstandsfähig sein müssen. Die äussersten Trägerfelder werden, um möglichst hohe Seitensteifigkeit gegenüber den wechselnden Fahrwiderständen zu erreichen, mit vollen Blechstegen versehen. Die Abmessungen der benutzten Profileisen sind in der Zeichnung angegeben.

Räder-Verzeichniss.

	Theilung	Zähnezahl	Durchmesser	Material
<i>a</i>	90 mm	54	1547 mm	Stahl (geschmiedet)
<i>b</i>	90 "	12	344 "	" "
<i>c</i>	65 "	39	807 "	" "
<i>d</i>	65 "	13	269 "	" "
<i>e</i>	45,6 "	55	798 "	" "
<i>f</i>	45,6 "	50	726 "	" "
<i>g</i>	45,6 "	38	552 "	" "
<i>h</i>	45,6 "	30	435 "	Phosphorbronze
<i>i</i>	45,6 "	18	261 "	"
<i>k</i>	45,6 "	13	189 "	"
<i>l</i>	180 "	7	415 "	Stahl (geschmiedet)

Um alle Wellenlager und die Laufkatze von beiden Seiten bequem zugänglich zu machen, sind rechts und links von den Hauptträgern, wie aus den Querschnittfiguren zu ersehen, zwei leichte, parallele Seitenträger angeordnet, die mit den Katzentragern zur Auflagerung von Laufstegen dienen und durch den für diesen Zweck gewählten Belag mit Riffelblechen, sowie durch Diagonalverbände die Druckgurtung der Hauptbalken gegen seitliches Ausknicken schützen, ausserdem auch die Träger in ihrer ganzen Höhe und Länge kräftig gegeneinander versteifen.

Zum Heben von Lasten über 75 t bis 150 t werden die beiden in der Werkstatt vorhandenen Krahne dicht aneinander gefahren und die Laufkatzen so nebeneinander eingestellt, dass die Last durch einen Balancier an beiden Krahnketten gemeinsam aufgehängt werden kann, um sie durch gleichzeitigen Betrieb beider Krahne zu heben oder durch den Arbeitsraum in der Richtung der Laufkatzenbahn oder der Bühnenbahn fortzuschaffen. Die gegenseitige Verständigung der beiden Krahnführer wird, ohne ihre Aufmerksamkeit von der Steuerung der Wendegetriebe abzulenken, dadurch gesichert, dass der eine Krahn in bezug auf die Anordnung seiner Triebwerke links, der andere symmetrisch dazu rechts gebaut ist, sich also beide Führer von ihren Standorten aus das Gesicht zuwenden.

Die Bühne wiegt 56000 kg, alle Maschinentheile etwa 33000 kg. Das Gesamtgewicht des ganzen Krahnes beträgt hiernach ungefähr 89000 kg.

Die Konstruktion verdient wegen der aussergewöhnlichen Verhältnisse und der sorgfältig durchdachten Ausbildung aller einzelnen Theile, wie wegen der soliden Bauart und der befriedigenden Betriebsergebnisse volle Anerkennung, wenn auch nach dem jetzigen Stande der Elektromotoren und elektrischen Steuerapparate die Aufgabe mit elektrischem Betrieb und Einzelmotoren sich wesentlich einfacher lösen liesse.

**Laufkrahne von L. Stuckenholz für 15000 kg Tragkraft mit Seilbetrieb.**

Der Krahn von Stuckenholz, Fig. 670 bis 673, S. 808, ist streng genommen ein Krahn mit Seil- und Wellenbetrieb, die Wellen sind aber hier fast auf die unentbehrlichen Räderachsen beschränkt, so dass die Bauart gewöhnlich kurz als Seilkrahn bezeichnet zu werden pflegt. Der Antrieb der Krahnmaschinen erfolgt durch ein Transmissionshanfseil, dessen Laufebene in der Bahn des einen Bühnenendes liegt; um aber das Seil durch Vermindern der Ablenkstellen und Richtungswechsel möglichst zu schonen, ist auf dem Bühnenende nur eine Treibrolle *s* mit zwei Leitrollen *l* ange-

bracht, die das Seil über den oberen Umfang der Treibrolle führen und lose auf den Achsen der Bühnenfahräder laufen, während die Treibrolle zwischen ihnen höher gelagert ist. Die Krahn Bühne ist als unten offener

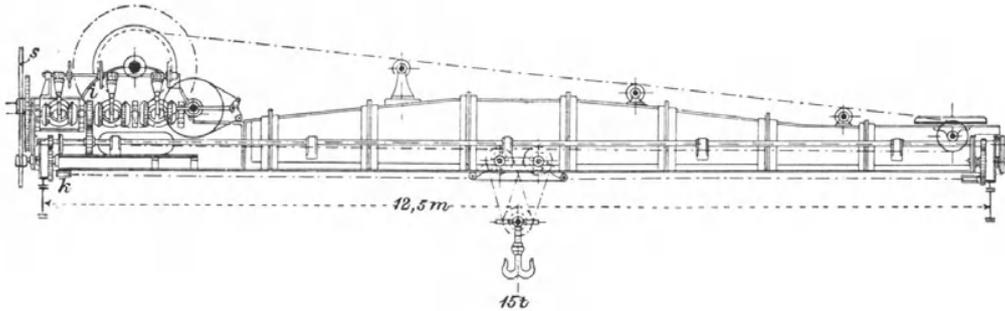


Fig. 670.

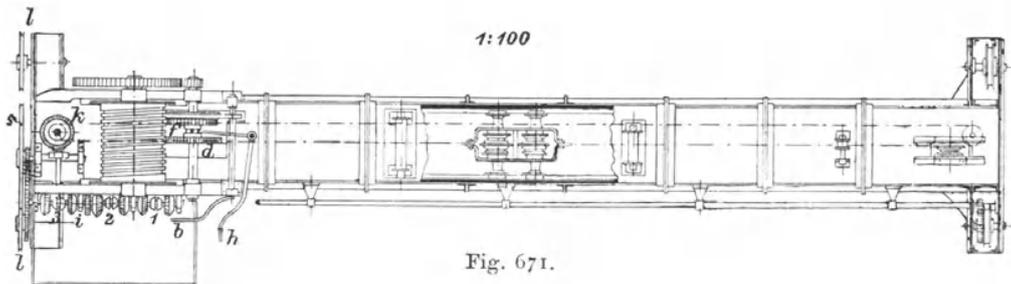


Fig. 671.

□-förmiger Träger mit innenliegender Laufkatzenbahn gebaut und deshalb die Lastwinde nicht in die Laufkatze eingeschaltet, sondern am Bühnenende, auf der Decke des Krahn balkens, untergebracht, wo auch die Fahrtriebwerke liegen.

Der Antrieb der Seilrolle *s* wird durch eine einfache Stirnräderübersetzung auf die seitlich am gusseisernen Windenbock gelagerte Arbeitswelle fortgepflanzt, welche die Wendegetriebe 1, 2 und 3 für die Lastwinde, das Bühnenfahrwerk und das Laufkatzenfahrwerk trägt. Die Steuerwelle liegt über der Wendegetriebewelle und trägt zwischen Bunden Schneckenmuffen mit Handrädern, welche die eingreifenden, oben mit Schneckenzahnradsegmenten ausgestatteten, doppelarmigen Schubhebel der Wendegetriebekupplungen verstellen. — Vergl. Fig. 150, S. 160.

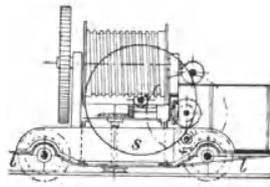


Fig. 672.

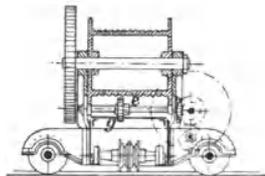


Fig. 673.

und Nuth gemeinsam verschiebbaren Wechselläderpaar das Rad *d* mit *e* oder *f* mit *g* in Eingriff setzt. Die schwebende Last ist bei dem Verzicht auf Selbsthemmung im Triebwerk durch eine Bandbremse auf der Vor-

gelegewelle festzuhalten, deren belasteter Spannhebel *b* vom Krahnführer beim Lastaufwinden gelüftet wird. Der leere Haken und leichte Lasten werden durch das für den Rücklauf eingerückte Wendegetriebe gesenkt. Für schwere Lasten kann man die Bremse allein benutzen, wenn die verschiebbaren Wechselräder ausser Eingriff stehen oder das Wendegetriebe durch die Mittellage seines Schubhebels ausgerückt wird. Die Last hängt an der Laufkatze in einem Faktorenrollenzug mit sechsfacher Übersetzung durch 3 lose Rollen in der Hakenflasche und 4 Leitrollen in der Laufkatze. Die Anordnung lässt sich mit Ketten oder Drahtseilen durchführen. Das feststehende Trum ist am linken Bühnenende befestigt, das Windentrum geht von der Laufkatze über eine Leitrolle am rechten Bühnenende nach oben und läuft über Tragrollen auf der Krahnbalckendecke nach der Trommel. Das Wendegetriebe 2 schaltet durch das Stirnrad *i* auf der Nabe seines linken Zwillingkegels, Fig. 670 und 671, das Fahrräderwerk der Bühne rechts- oder linksläufig ein, je nachdem dieser Kegel unmittelbar mit der Welle gekuppelt wird oder bei entgegengesetztem Kupplungschluss den Antrieb von dem rechten Kegel durch Vermittlung des lose mitlaufenden Zwischenkegelrades empfängt. Das Stirnrad *i* steht mit der gemeinsamen, durchlaufenden Vorgelegewelle der gegenüberliegenden Bühnenlaufräder im Eingriff.

Die Lastkatze wird durch eine Zugkette bewegt, deren Lauf wagrecht angeordnet ist, um die Katze in ihrer Mittelebene fassen zu können, ohne die Bahn des Lastrollenzuges durch das Rücklauftrum der Zugkette zu behindern. Die Wellen für die Zugkettenrollen sind hierfür an den Bühnenenden senkrecht eingebaut. Die Daumentreibrolle *k* am linken Ende empfängt ihre Drehung von dem Wendegetriebe 3 durch eine quer zum Krahnträger gelagerte Welle mittelst Kegehräderübersetzung, die am deutlichsten im Grundriss des Krahns und in Fig. 672 hervortritt.

Die Treibeilgeschwindigkeit dieser Krahne wird meist zu 8 bis 12 m in der Sekunde angenommen. Die Hubgeschwindigkeit schwankt für Lasten über 10 Tonnen zwischen 0,5 bis 1 m, die Lastsenkgeschwindigkeit zwischen 1 bis 2,5 m in der Minute, die Fahrgeschwindigkeit des Krahns und der Laufkatze zwischen 2,5 bis 10 m, je nach den Anforderungen, die für den Entwurf gestellt werden.

### Laufkrahne mit elektrischem Betrieb.

#### Einmotorkrahne.

#### Laufkrahn für 5000 kg mit elektrischem Betrieb und Steuerung von unten durch Zugketten.

Ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Nürnberg.

Der Krahn, Fig. 674 bis 677, S. 810 u. 811, ist für die mässige Spannweite von 6410 mm und 5 Tonnen Tragkraft mit einfachen gewalzten Bühnenträgern gebaut, zwischen denen die Katze mit kegelförmig abgedrehten Rädern auf den unteren Innenflanschen läuft. Der Abstand der Träger voneinander wird ausser durch die Radkasten, gegen welche die Bühne an ihren Enden hängend angenietet ist, in der mittleren Strecke durch einzelne übergienietete Winkeleisen gesichert. Der Elektromotor ist, wie für Einmotorenkrahne üblich, ein Nebenschlussmotor, steht am rechten Krahnende auf einem Konsol und arbeitet mit 1300 minutlichen Umdrehungen auf das gegenüberliegende, ebenfalls auf einem Konsol untergebrachte Wurmgetriebe, dessen Radachse das Vorgelege der Wendegetriebe- welle *w*, Fig. 675 u. 676, bildet und diese durch ein einfaches Stirnräderpaar in Thätigkeit setzt. Die drei Wendegetriebe für die verschiedenen Arbeitsleistungen des Krahns werden von unten durch Zugketten ein- und ausge-

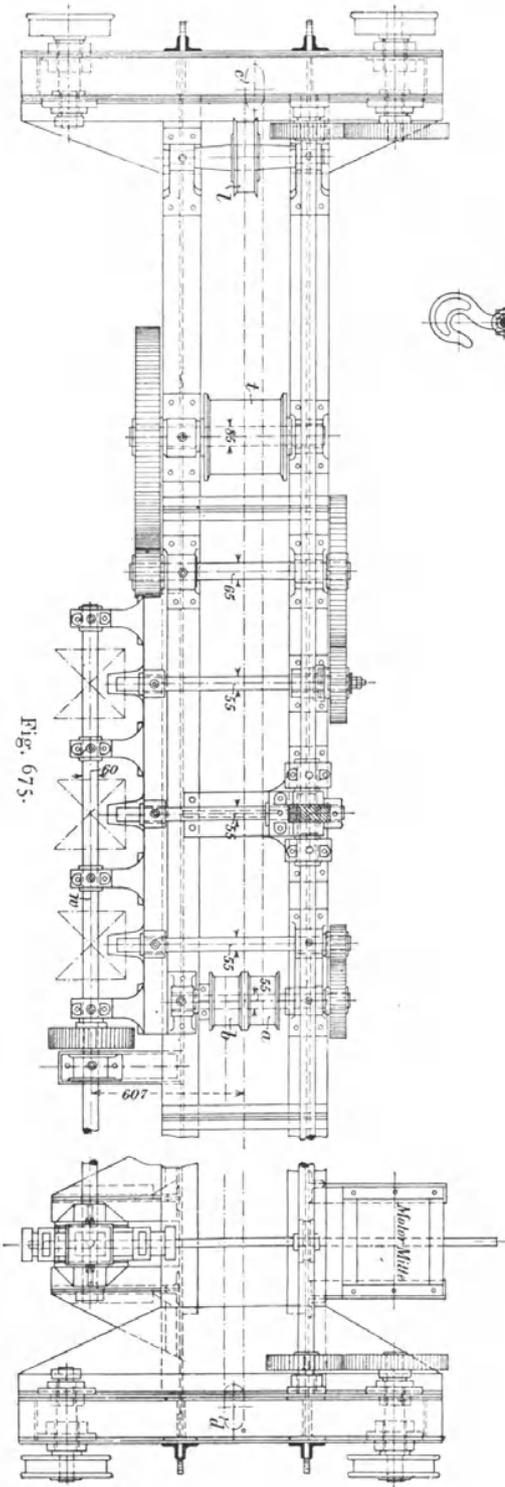


Fig. 675.

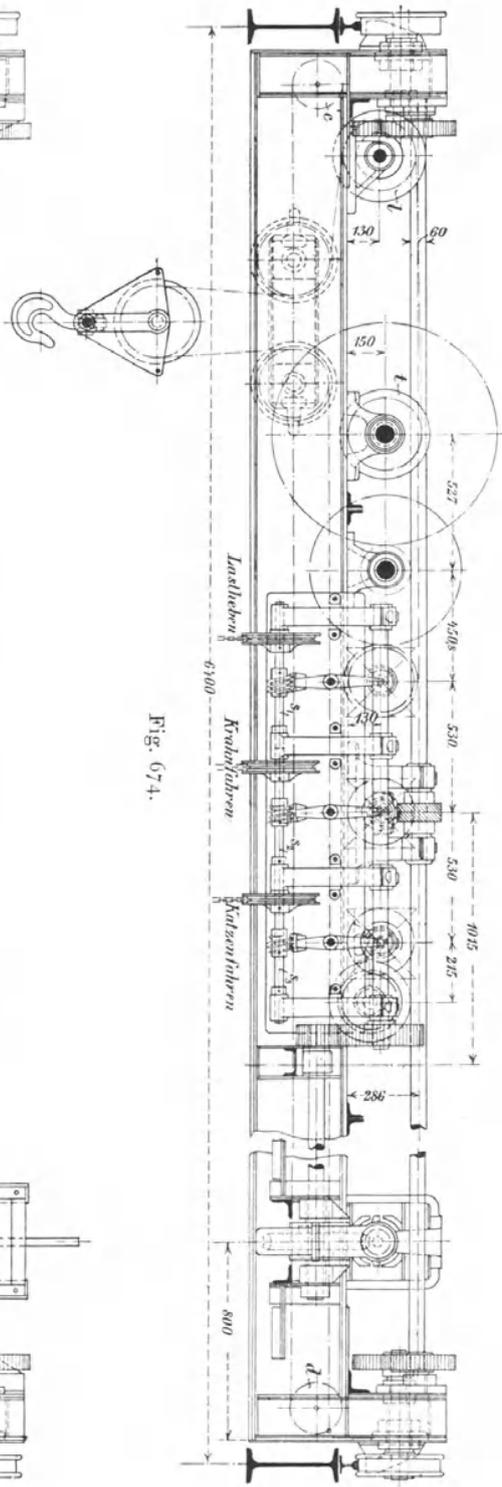


Fig. 674.

rückt, deren Daumenräder mit den Steuerschnecken für die Kuppelhebel auf den konachsialen, aber voneinander getrennten Steuerwellenstrecken  $s_1$ ,  $s_2$  und  $s_3$ , Fig. 674, sitzen.

Das Lastseil ist am rechten Krahnende festgelegt und läuft jenseits der Katze am linken Ende von unten über die Leittrummel  $l$  nach der Windentrommel  $t$ , die den Antrieb ihres zugehörigen Wendegetriebes durch doppelte Stirnrädervorgelege aufnimmt. Die Breite der Leittrummel  $l$  gewährt dem Seillauf genügenden Spielraum, um die Seitenverschiebung zum richtigen Aufwickeln auf die Windentrommel zu vermitteln, ohne das untere Seiltrum störend weit aus der Mittelebene der Katzenleitrollen abzulenken. Zum Festhalten der schwebenden Last muss noch eine Sperrsenkbremse in das Windentriebwerk eingebaut werden, die in der benutzten Originalzeichnung nicht angegeben ist.

Abweichend von den sonst üblichen Zugketten für die Laufkatze ist ein Zugseil verwendet, dessen Enden in entgegengesetzter Richtung von

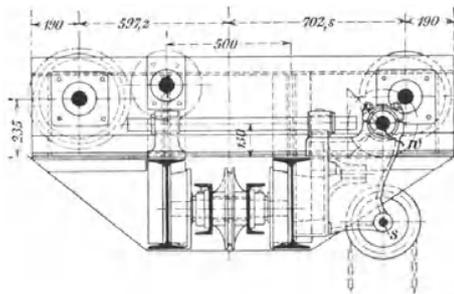


Fig. 676.

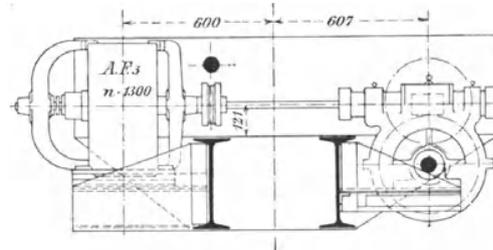


Fig. 677.

unten um die Trommeln  $a$  und  $b$ , Fig. 675, geschlungen sind und von diesen beim Einrücken des rechten Wendegetriebes durch die Stirnräderübersetzung des Zwischenvorgeleges im einen oder im anderen Sinne zum Verschieben der Katze gleichzeitig auf- und abgewickelt werden. Das untere Zugseiltrum wird durch schräg gelagerte Leitrollen  $c$  und  $d$  an den Krahnenden aus der Längsachse der Katze auf die Mittelebenen der Trommeln  $a$  und  $b$  abgelenkt, so dass die fortschreitende Wicklung nur die oberen Seilstrecken seitlich verschiebt, ohne auf die Katze einen schiefen Zug auszuüben.

Das mittlere Wendegetriebe setzt durch seine quer über die Bühne gelagerte Welle mit einer steilgängigen Schnecke das darüber liegende Schneckenrad auf der durchlaufenden Vorgelegewelle der Bühnenlaufachsen in Tätigkeit.

Die Übersetzungen sind so gewählt, dass die Last mit 1,8 m in der Minute gehoben wird, die Katzensgeschwindigkeit 10 m und die Krahnfahrgeschwindigkeit 24 m in der Minute beträgt.

**Laufkrahne mit elektrischem Betrieb durch einen Nebenschlussmotor für 20 000 kg Nutzlast, 13,7 m Spannweite und 10 m Hub.**

Ausgeführt von Fried. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg.

Der Motor des Laufkrahnes, Taf. 54, steht an einem Bühnenende über dem Radkasten und treibt durch ein Schneckengetriebe die gemeinsame Vorgelegewelle an, auf der die drei Kegelrädervendegetriebe  $A$ ,  $B$  und  $C$  für die Winde, die Fahrzugketten der Laufkatze und das Fahrtriebwerk der Bühne sitzen. Die Einrückhebel  $a$ ,  $b$  und  $c$  der Wendegetriebe-

kupplungen werden von dem seitlich unter dem Laufsteg am Radkasten und an einem Konsol aufgehängten Führerkorb aus durch Handräder gesteuert. Diese befinden sich auf einer gemeinsamen Spindelwelle, deren flachgängiges Gewinde in die unteren Schubmuffen der Steuerhebel eingreift. Das Wendegetriebe *A* der Winde wirkt durch eine in der Zeichnung fortgelassene senkrechte Zwischenwelle mit Kegelrädern auf die unter der Seiltrommel liegende Vorgelegewelle *d*, die durch Stirnrädereingriff eine zweite Vorgelegewelle *e* antreibt und schliesslich von dieser aus durch ein weiteres Stirnrädervorgelege auf der dem Führerkorb gegenüberliegenden Seite die Trommel in Drehung versetzt. Die Welle *e* trägt ausserdem noch eine Bremsscheibe, deren Spannhebelwerk durch das Gestänge *g* und den Fusstritthebel *f* in Thätigkeit gesetzt werden kann, um die sinkende Last rechtzeitig anzuhalten.

Die Trommel nimmt die beiden Enden des Lastseiles auf, das am entgegengesetzten Krahnende mit einer Schleife um die horizontale Ausgleichrolle *h* für wechselnde Seildehnungen gelegt ist und zwischen den Leitrollen der Laufkatze in zwei Schlingen für die losen Rollen der Lasthakenflasche herabhängt. Die Last vertheilt sich durch den Zwillingsflaschenzug gleichmässig auf vier Seilquerschnitte, und die losen Rollen vervollständigen das Übersetzungsverhältniss zwischen Motor und Trommel mit dem Faktor 1 : 2.

Das Wendegetriebe *B* der Katzenbewegung versetzt durch ein einfaches Stirnrädervorgelege die Daumenrollen *i* der Laufkatzenzugketten in Drehung. Die beiden Zugketten sind mit ihren Enden unmittelbar an den Laufkatzenwagen angeschlossen. Trotz der eingeschalteten Spannschrauben für die Regulirung der Ketten auf gleiche Länge, verursachen die unvermeidlichen kleinen Justirungsfehler in den einzelnen Gliedern der kalibrierten Ketten erfahrungsgemäss einseitige Zugkräfte und erhöhen daher den Fahrwiderstand, so dass die Einschaltung von drehbaren Zugschwengeln, wie sie bei allen Fuhrwerken benutzt werden, den Vorzug verdient und nicht unterlassen werden sollte.

Das Wendegetriebe *C* des Bühnenfahrwerkes arbeitet zunächst auf eine kurze senkrechte Welle und von da durch ein weiteres Kegelräderpaar auf die Vorgelegewelle der Laufräder. Der Antrieb wird in der Mitte der Bühnenlänge durch ein Stirnräderpaar abgezweigt, so dass sich etwaige federnde Wellenverdrehungen durch den Fahrwiderstand von der Mitte aus auf beide Wellenhälften möglichst gleichmässig vertheilen.

Die Konstruktionsbedingungen forderten für den Krahn 1,56 m minutliche Lasthubgeschwindigkeit, für die Querbewegung der Katze 12 m und ebenso für die Bühnengeschwindigkeit 12 m in der Minute. Für diese Leistung ist ein Nebenschlussmotor gewählt, der mit 110 Volt und 970 minutlichen Umläufen 13,4 PS als regelrechte Leistung abgibt.

Die Versuchsmessungen ergaben mit dem neuen, noch nicht eingelaufenen Triebwerk 10 Amp. Stromverbrauch für den Leerlauf des ungekupelten Motors und 19 Amp. mit angeschlossenem Wurmgetriebe und unbelasteter Wendegetriebewelle.

Bei eingerücktem Hubwerk waren zum Heben des leeren Hakens 20 Amp., zum Senken desselben 19 Amp. erforderlich, während unter voller Last mit 20000 kg der Strom beim Heben auf 120 Amp. stieg und beim Senken auf 5 Amp. zurückging. Die Querbewegung der Katze verbrauchte leer 30 Amp. und mit 20000 kg am Haken 90 Amp., das Fahren der Bühne ohne Last 40 Amp., mit 20000 kg 60 Amp., so dass sich nur für die gewöhnlich vorkommenden kleineren und mittleren Lasten gleichzeitig zwei Bewegungen ausführen lassen, ohne den Motor zu überanstrengen.

**Laufkrahne für 15000 kg Tragkraft mit einem Elektromotor und Vorgelege-  
wechsel für die Lastwinde.**

Ausgeführt von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft Nürnberg.

Der Laufkrahne, Fig. 1 bis 4, Taf. 55, ähnlich wie der vorstehend beschriebene gebaut, wird durch einen Elektromotor von 13,7 PS mit 970 minutlichen Umläufen betrieben, der durch ein dreigängiges Schneckenradwerk und ein Kegelräderpaar die gemeinschaftliche Vorgelegewelle mit den Wendetriebegekuppelungen für die drei Hauptarbeitsbewegungen in Thätigkeit setzt. Der Führerkorb hängt unter dem Laufsteg am linken Krahnende, wo die Steuerwelle mit den drei Handrädern und Schnecken für die verzahnten Segmenthebel zum Ein- und Ausrücken der darüber liegenden Schubkeilkuppelungen untergebracht ist. Ausserdem liegt über dem Boden des Führerkorbes ein Fusstritthebel *f* zur Bedienung der Lastwindenbremse. Ein zweiter, kleinerer Korb auf der gegenüberliegenden Seite macht die Bremse *b* bequem zugänglich und erleichtert das zuverlässige Schmieren aller Räderwerke und Lager. Die Bremse wird durch das Spannhelwerk mit dem Gewicht *g* selbstthätig geschlossen und muss vom Krahnführer zum Heben und Senken der Last durch den Fusstritthebel gelüftet werden. Zwischen den Bühnenträgern ist ein doppeltes, auswechselbares Stirnräder-vorgelege mit verschieblicher Klauenmuffenkupplung, Fig. 3, eingebaut, das vom Führerstand aus mittelst der Griffstange *h*, Fig. 2, umgesteuert werden kann. Dabei ist vorausgesetzt, dass, je nach Bedürfniss, der Wechsel der Vorgelege für verschiedene Hubgeschwindigkeit im allgemeinen vor dem Anheben einer Last vorgenommen wird. Mit Hilfe der Bremse kann man aber den Wechsel allenfalls auch bei schwebender Last ausführen. Die Last hängt an einer losen Rolle mit Gall'scher Kette, die mit ihren wagerecht gespannten Strecken zum Schutz gegen störendes Durchhängen auf zwei ausweichenden Stützlagern ruht. In der Zeichnung ist nur die Stütze *s* an der rechten Krahnhälfte sichtbar. Ihre Konstruktion stimmt im wesentlichen mit der im grösseren Masstab gezeichneten Ausführung von Stuckenholz, Fig. 7 bis 9, Taf. 60, Text S. 770, überein. Das ablaufende Kettentrum sammelt sich in einem zwischen den beiden Trägern eingebauten Blechkasten.

Die Laufkatze ist in üblicher Weise zwischen die Enden zweier geschlossener kalibrirter Gliederketten eingeschaltet, die am rechten Krahnende über glatte Leitrollen, am linken über Daumenrollen gehen und von letzteren den Antrieb zum Verschieben der Katze vom Fahrwerk empfangen.

Die durchgehende Vorgelegewelle der Bühnenlaufräder wird, unter Verzicht auf die Kraftabzweigung in der Krahnmitte, unmittelbar von der Wendetriebebewelle durch ein Stirnräderpaar in Thätigkeit gesetzt.

Die erforderliche Seitensteifigkeit der Bühnenträger ist durch besonders kräftige Verstärkungen der oberen Gurtungen, Fig. 4, gesichert und wird auf der einen Seite noch durch den Laufsteg erhöht.

Die Bauart des Wurmgetriebes mit oben liegender Schnecke ist einer ganz ähnlichen Ausführung derselben Firma, Textfigur 162 bis 164, S. 192, zu entnehmen.

Aus der Umlaufzahl des Motors und den in die Tafelfiguren einge-tragenen Zähnezahlen berechnen sich die auswechselbaren Hubgeschwindigkeiten zu 3 und 1,5 m in der Minute. Die Katze läuft mit 7 m, der ganze Krahn mit 32 m in der Minute. Zum genauen Anhalten in der Fahrt pflegen die Führer erforderlichenfalls die Wendetriebe durch rasches Umsteuern als Bremse wirken zu lassen.

**Laufkrahm mit elektrischem Betrieb und Wechselräderwerken von Hausenblas für die Giesserei von L. A. Riedinger in Augsburg.**

Der auf Taf. 56 und 57 dargestellte Krahm ist mit 20000 kg Tragkraft bei 15,28 m Spannweite von dem Direktor Hausenblas der Maschinenfabrik L. A. Riedinger in Augsburg für die eigene Giesserei entworfen und in der Fabrik ausgeführt.

Die Krahmbrücke besteht aus zwei Blechträgern mit innenliegender Laufkatzenbahn. Das seitliche Biegemoment der Laufkatzenraddrucke wird durch senkrechte, aussen auf die Stegbleche aufgenietete Winkeleisensteifen aufgenommen, die in Verbindung mit innenliegenden Eckeisen und dazwischen genieteten, senkrechten Querblechen kräftige Trägerklammern bilden. Die inneren Querbleche reichen von der oberen Gurtung bis auf die freie Durchfahrthöhe für die Laufkatze hinab und ragen über die Gurtung noch so weit hinaus, dass sie von beiden Seiten durch Eckeisen versteift werden können, deren senkrechte Schenkel mit dem zwischenliegenden Querblech, und dessen wagerechte Schenkel mit den flachliegenden Trägergurtblechen vernietet sind. An den Bühnenenden werden die Querbleche bis zur Unterkante der Bühnenlaufradbalken durchgeführt, auf denen die Hauptträger aufliegen, und bilden hier kräftige Kastenquerschnitte zur steifen Verbindung zwischen dem Fahrgestell und der Krahnbühne. In jedem Trägerfeld liegt zwischen zwei benachbarten Querklammern auf den oberen Gurtungen noch ein Winkeleisen in diagonaler Richtung, um eckenden Kräften gegenüber die Versteifung der Träger zu erhöhen. Der Verzicht auf eine gemeinschaftliche obere Gurtung für die Laufkatzenträger erleichtert dem Krahnführer durch den theilweise freien Durchblick zwischen den Trägern den Überblick über die Lastbewegung beim Heben und Senken und beim Fahren mit der Laufkatze. An den Führerstand schliesst sich eine schmale Laufbrücke an, die aussen auf einem leichten Hilfsfachwerkträger ruht und sich durch konsolförmige Winkeleisenstreben in den Klammerquerschnitten der benachbarten Hauptträger abstützt. Die Belastung der Querklammern durch den Laufsteg wirkt dem seitlich biegenden Moment der Laufkatzenraddrucke entgegen, so dass beim Zusammentreffen beider Wirkungen noch ein theilweiser Ausgleich entsteht. Auf Taf. 56 ist der Laufsteg in der Ansicht nur für die rechte Krahnhälfte gezeichnet, um die Triebwerke in der linken Hälfte nicht zu verdecken.

Im Vergleich zu den sonst meist üblichen, einfachen Lageraugen für die Laufachsen der Bühne und der Katze sind die viel sorgfältigeren Konstruktionen, Fig. 7 u. 9, Taf. 56 und Fig. 9, Taf. 57, besonders beachtenswerth. Die Lager wurden zur bequemen Überwachung des Zapfenzustandes mit abnehmbaren Unterkasten versehen, die gleichzeitig zum Auffangen des ablaufenden Schmieröles dienen. Löst man die Verbindungsschrauben zwischen den Bühnennachsbüchsen und ihren Trägern, so lassen sich die Zapfen ganz frei legen und auch die Achsen verhältnissmässig leicht durch Abkeilen der Lauf- und Zahnräder herausnehmen. Die Bauart erleichtert, abgesehen von den günstigen Verhältnissen für die Schmierung der Zapfen im regelmässigen Betriebe, sowohl die Montirung, wie das Auswechseln reparaturbedürftiger Achsen.

Der Elektromotor steht auf der mittleren Strecke der Hauptträger, Taf. 56, und setzt durch Riementrieb die gemeinsame Vorgelegewelle *A* für alle Triebwerke in Thätigkeit, von der die erste Vorgelegewelle *B* der Lastwinde zum Heben oder Senken durch offenen und gekreuzten Riemen rechts- oder linksläufig angetrieben werden kann, während ein zweiter offener Riementrieb die Welle *A* mit der ständig laufenden, gemeinsamen Vorgelegewelle *E* der Fahrräderwerke für die Bühne und die Laufkatze verbindet.

Die Lastwinde ist für dreifache Geschwindigkeitsabstufungen mit drei Wechselraderpaaren ausgerüstet. Die erforderliche Gesamtübersetzung wird durch dreifache Stirnrädervorgelege in der Winde, in Verbindung mit einem Faktorenrollenzug, vermittelt, der durch drei lose Rollen in der Hakenflasche und vier Leitrollen in der Laufkatze für das Lastdrahtseil die Last von vornherein unter sechsfacher Übersetzung auf 6 Seilquerschnitte vertheilt.

Die aufgewundene Last wird beim Ausrücken des Riemens durch eine Sperrbremse auf der Vorgelegewelle *C* schwebend festgehalten, die andererseits beim Einrücken des Riemetriebes zum Heben oder Senken durch die Kupplung ihres Spannhebelwerks mit der Riemensteuerung rechtzeitig gelüftet wird. Die Einzelheiten dieser Steuerung sind Fig. 1 bis 3, Taf. 57, zu entnehmen. Der Handhebel *H* bethätigt unmittelbar die Riemenstange *R* und gleichzeitig durch einen starren Querarm zwischen *R* und der parallel darunter gelagerten Schubschiene *S* auch diese, welche mit zwei Druckrollenträgern ausgerüstet ist, die je nach der Schubrichtung von rechts oder links unter die gusseiserne Lüftkurve *L* des belasteten Bremshebels treten und die Bremse lösen oder die Lüftkurve freigeben und damit den Hebel in seine Spannlage zurücksinken lassen. Der von den Druckrollen bethätigte Hebel dient als Vorgelege für den eigentlichen Bremsbandspannhebel, mit dem er durch ein Zapfengelenk verbunden ist.

Die Wechselstirnräder  $a_1$ ,  $a_2$  und  $a_3$  sind in Feder und Nuth auf der Riemenscheibenwelle *B* durch eine im hohlen Kern der Welle gelagerte Stellspindel mittelst Handrad verschiebbar und die Räder mit der Schalmutter der Stellspindel durch einen Mitnehmerarm *a* gekuppelt, der durch einen Längsschlitz der Welle in den Radkörper eingreift. Um die Weite des schwächenden Längsschlitzes in der Stahlwelle möglichst zu beschränken, ist die Mutter mit ihrem Mitnehmerarm zweitheilig ausgeführt, so dass sich beim Montiren die Hälften getrennt von aussen in den Schlitz einführen lassen, bevor die Kernspindel eingelegt ist. Man schiebt alsdann die Mitnehmerhälften übereinander, verschraubt die Armhälften, dreht die Kernspindel in das Muttergewinde und schliesst den Wellenkopf durch den Stützring für den Spindelbund. Der Mitnehmerarm *a* findet in einem Hohlraum zwischen dem Rade  $a_2$  und  $a_3$  Aufnahme und wird durch die Verschraubung der beiden Räder eingekapselt. Die Räder  $a_1$  und  $a_2$  sind zusammengegossen, so dass sich stets alle drei Räder gemeinsam verschieben. Zwischen je zwei aufeinanderfolgenden Eingriffslagen der drei Wechselstellungen findet sich eine eingrifflose Verschiebungstrecke von mehr als der vollen Zahnbreite, so dass der neue Eingriff erst nach vollständigem Ausrücken des vorangegangenen erfolgt. Liegen die Zahnlücken, in die einzurücken ist, nicht unmittelbar in der Verschiebungsrichtung der einzuführenden Zähne, so lässt sich die Welle *B* von Hand, durch Ziehen an dem Riemen auf der Führerseite, der zum Betrieb eines nachstehend zu besprechenden Regulators dient, um den erforderlichen Bruchtheil der Zahntheilung drehen.

Das Umschalten der Wechselräder soll stets bei geschlossener Steuerbremse geschehen und wird bei eingerücktem Riemetrieb durch eine besondere Schutzsperrung verhindert. Der Vorgelegehebel der Steuerbremse greift im gelüfteten Zustande mit dem Winkelarm *W*, Fig. 1, Taf. 57, in den darunter liegenden Einschnitt der in Schlittenführungen gelagerten Sperrschiene *C*, Fig. 2, die mittelst eines senkrechten Gabelarmes *G* das Wechselrad  $a_2$  unklammert und somit das Umschalten der Wechselräder nur gestattet, wenn der Hebelarm *W* aus der Sperrung ausgeklinkt, d. h. der Bremsvorgelegehebel durch Umsteuern des Riemetriebes auf die Leerscheiben gesenkt und damit die Steuerbremse geschlossen ist. Für die drei Eingriffslagen der Wechselräder ist die Sperrschiene *C* mit drei Klinkeneinschnitten versehen.

Die verschiedenen Stirnradübersetzungen der Lastwinde, welche je nach der Eingriffstellung der drei Wechselläderpaare in Thätigkeit treten, sind aus der Zeichnung Taf. 56 zu entnehmen und die zugehörigen Zahlenwerthe dort in der Tabelle für das Räderwerk der Winde zusammengestellt. Aus der zusätzlichen sechsfachen Übersetzung des Faktorenrollenzuges folgen damit die drei Lastgeschwindigkeiten 0,91 m, 1,6 m und 2,47 m in der Minute.

Das 30 mm starke Lastseil aus Stahldraht ist am linken Bühnenende festgelegt und läuft von dem Katzenrollenzug über eine Leitrolle am anderen Ende oberhalb der Träger nach der Windentrommel.

Zum Schutz gegen die Gefahr des Laststurzes beim Reißen oder Abfallen eines Treibriemens ist eine zweite Bremse als Sicherheitsbremse auf der Vorgelegewelle der Windentrommel eingeschaltet, die den Lastniedergang fest begrenzt, sobald die Rücklaufgeschwindigkeit der Winde eine bestimmte Grenze überschreitet. Die Einzelheiten dieser Schutzvorkehrung sind Fig. 4 bis 7, Taf. 57, zu entnehmen.

Der belastete Bremshebel ruht während des regelrechten Betriebes auf dem hakenförmigen Arm eines Winkelhebels, Fig. 7, und spannt das Band der Differentialbremse erst, wenn die Unterstüzung durch Ausweichen des Winkelhebels beseitigt wird. Die Auslösung erfolgt durch einen mit dem Windtriebwerk verbundenen Buss'schen Regulator\*), von dem in der Zeichnung nur der Spindelfuss mit der Hubhülse und dem Antriebwerk angegeben ist. Der Regulatorbock steht oben auf der gusseisernen Wange des Windenrahmens am rechten Ende des Führerstandes, Fig. 1 u. 2, Taf. 56. Die Regulatorspindel wird in üblicher Weise durch ein Kegelräderpaar von einer neben dem Bock gelagerten, wagerechten Welle angetrieben, die durch einen offenen Riemen mit dem Kopf der ersten Vorgelegewelle *B* der Winde verbunden ist. Da der Regulator nur während des Lastniederganges für die Schutzbremse in Thätigkeit zu sein braucht, ist seine Antriebscheibe lose auf der Welle angeordnet — Fig. 5, Taf. 57, Schnitt *ab* — und kuppelt sich durch eine an ihrer Stirnfläche drehbar aufgehängte Sperrklinke jedesmal beim Rücklauf selbstthätig mit dem benachbarten, auf die Welle aufgekeilten Sperrrade. Zufälliges Mitlaufen der Regulatorwelle, in umgekehrter Richtung während des Lastaufwindens, wird durch ein zweites Sperrrad am anderen Wellenende hinter dem Kegelrade mit entgegengesetzt gerichteten Zähnen verhindert, Fig. 6, dessen Sperrkegel an einem festen Arm der Wellenlagerbüchse hängt. Die Hubhülse des Regulators vermittelt zum Einrücken der Schutzbremse zunächst die Zwischenauslösung einer Fallstange, Fig. 7 bis 7b, die in ähnlicher Weise, wie der Bremshebel, durch einen hakenförmigen Winkelhebel während des regelrechten Betriebes in der gezeichneten Stellung abgestützt wird und die senkrecht geführte Stange erst fallen lässt, wenn der belastete Regulatorhebel durch den Muffenhub mit seinem tellerförmigen Armkopf auf den darunter liegenden Winkelarm des Fallstangenstützhebels stösst. Die Schildzapfenkupplung zwischen der Fallstange und dem Hakenstützhebel für den Bremshebel löst diesen aus, sobald die Stange durch den Regulatorausschlag frei wird. Der Apparat lässt sich durch die Stellschraube im Stützhebel der Fallstange beim Montiren für die gewünschte Wirkungsgrenze einstellen, da mittelst dieser Schraube der Eintritt der Hebelberührungen für verschiedene Hubhöhen der Regulatormuffe bewirkt werden kann.

Der rechts- oder linksläufige Antrieb der Laufkatze und des Krahnwagens erfolgt durch die Steuerung der Kegelräderwendegetriebe auf der Kupplungswelle, Fig. 1 u. 2, Taf. 56, am Führerstand. Da sich der Lasthaken, für die Forderungen des Giessereibetriebes, nur bei ganz langsamer

\*) No. 00 des Preisverzeichnisses von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg.

Laufkatzen- und Krahnwagenfahrt genau über einem bestimmten Punkt einstellen lässt, während für den freien Lasttransport grössere Laufgeschwindigkeiten erwünscht sind, ist für beide Fahrtriebwerke eine gemeinsame zweifache Geschwindigkeitsabstufung in die gemeinschaftlichen Vorgelege der Wendegetriebewelle eingeschaltet, von der sich die beiden Fahrwerke getrennt abzweigen. Aus diesem Grunde ist das Stirnrad  $h$  auf der Welle  $F$  in Feder und Nuth verschiebbar angeordnet — Fig. 2, Taf. 56 — um  $h$  entweder mit  $g_1$  oder mit  $m$  zusammenarbeiten zu lassen. Für schnelle Fahrt wird  $h$  in  $g_1$  eingerückt. Der Antrieb der Kupplungswelle erfolgt dann von der Riemenscheibenwelle  $E$  aus durch das Stirnräderpaar  $g_1h$  und die Kegelräder  $ik$ , nach der Tabelle für das gemeinsame Vorgelege der Fahrbewegung mit 57,8 minutlichen Umdrehungen, während die Schneckenwelle  $S$  durch den gleichzeitigen Eingriff der Kegelräder  $g_2l$ , und infolgedessen auch die Schneckenradwelle  $V$  mit dem Stirnrade  $m$  leer mitlaufen. Für langsame Fahrt wird  $h$  mit  $m$  zum Eingriff gebracht und der Antrieb der Riemenscheibenwelle  $E$  durch die Kegelräder  $g_2l$  auf die Schneckenwelle  $S$ , und von hier durch das Wurmgetriebe auf die Hilfsvorgelegewelle  $V$  fortgepflanzt, die schliesslich durch die Stirnräder  $m$  und  $h$  und durch die Kegelräder  $ik$  die Kuppelwelle der Wendegetriebe mit 1,055 minutlichen Umdrehungen in Bewegung setzt.

Für die Laufkatze sind zwei endlose Zugketten von 15 mm Eisenstärke benutzt, deren Eigengewichtspannung durch eine Reihe von Tragrollen unterhalb der Krahnbrücke möglichst beschränkt ist. Die Daumenradwelle der Zugketten wird durch die Stirnräder  $qp$ , Fig. 4 u. 5, Taf. 56, von der Vorgelegewelle  $H$  gedreht, deren Antrieb mittelst einer senkrechten Welle durch Kegelräderpaare von der linken Wendegetriebekupplung abgezweigt ist. Die Laufkatzensgeschwindigkeiten betragen 0,28 m bei langsamem, und 15 m in der Minute bei schnellem Gang.

Das Fahrwerk der Krahnbühne zweigt sich vom rechten Wendegetriebe durch eine senkrechte Welle ab. Diese steht durch die Kegelräder  $r$  und  $s$ , Fig. 1, Taf. 56, mit der aussen an der Krahnbühne von einem bis zum andern Ende durchgehenden, wagerechten Welle  $J$  im Eingriff. An beiden Enden pflanzen Stirnräderpaare  $tu$ , Fig. 2, den Antrieb auf die kurzen Vorgelegewellen der Laufräder unterhalb der Krahnbrücke fort, welche die Bewegung durch die Stirnräder  $v$  und  $w$  aufnehmen. Die Fahrgeschwindigkeiten der Krahnbühne sind nach den Übersetzungen annähernd ebenso gross, wie die der Laufkatze, 15,3 m und 0,28 m in der Minute.

Der Krahn ist in allen Theilen übersichtlich gebaut und gestattet durch die freie Lage der Räderwerke schnelles und sicheres Auswechseln der Geschwindigkeitstufen, aber auch hier tritt deutlich die lästige Vermehrung des mechanischen Triebwerks für wechselnde Arbeitsgeschwindigkeiten zu Tage, und stellt die Vortheile und Vereinfachungen in helles Licht, die man gewinnt, wenn man für denselben Zweck die einzelnen Arbeitsbewegungen durch getrennte, umsteuerbare Motoren mit direkter Geschwindigkeitsregulirung ausführt.

Die ausgedehnte Verwendung von Riementrieben gewährt eine erhebliche Umsetzung in den ersten Vorgelegen, so dass alle Zahnradwellen mit mässigen Geschwindigkeiten laufen. Die Schutzvorkehrungen sichern zuverlässigen Betrieb, fallen aber mit den jetzigen elektrischen Ausrüstungen ebenfalls wesentlich einfacher aus. Die Triebwerke, wie die Eisenkonstruktion der Krahnbühne sind auf Kosten des Gewichtes durchgehend sehr kräftig ausgeführt. Der ganze Krahn wiegt ungefähr 30 t. Hiervon entfällt annähernd die eine Hälfte auf das Krahngerüst, die andere auf die

Triebwerke mit Zubehör.\*) Der Elektromotor leistet bei 400 Umdrehungen in der Minute 8 PS, so dass leichtere Lasten ohne Überanstrengung des Motors gleichzeitig gehoben und gefahren werden können.

**Einmotor-Nietlaufkrahne für 20 000 kg und 16 m Hub mit elektrisch gesteuerten mechanischen Wende- und Wechselgetrieben.**

Ausgeführt von E. Becker, Berlin-Reinickendorf, für die Lokomotivfabrik Hohenzollern in Düsseldorf.

Nietlaufkrahne und Krahne für Röhrengiessereien erfordern so stark verschiedene Hubgeschwindigkeiten, dass die mit Hauptstrommotoren erreichbaren Abstufungen im allgemeinen hierfür nicht genügen, weil man mit ihnen praktisch die Arbeitsgeschwindigkeit nur etwa auf das Dreifache der regelrechten steigern kann, wenn man nicht aussergewöhnlich langsam laufende Motoren anwendet. Diese sind aber nicht nur in der Anschaffung kostspielig, sondern auch im Betrieb nicht sonderlich wirtschaftlich, weil die Zugkraft mit steigender Geschwindigkeit rasch abnimmt. Becker verwendet daher für solche Fälle auch heute noch sein D.R.P. 59464, S. 157, mit Wechselgetriebe für zwei Daumenrollen zum Verändern der Hubgeschwindigkeit in Verbindung mit Einmotorenbetrieb durch einen Nebenschlussmotor oder mit Hauptstrommotoren.

Nietkrahne werden für Hubhöhen von 15 m und mehr ausgeführt und verlangen hierfür auch eine entsprechende Hubgeschwindigkeit. Bei der eigentlichen Nietarbeit sind aber ganz kurze, der Niettheilung entsprechende Hubwege zurückzulegen, um die Nietlöcher der senkrechten Nähe der Reihe nach vor den Stempel der hydraulischen Nietmaschine zu bringen.

Die Einstellung muss sehr genau erfolgen, damit die Nietköpfe nicht excentrisch angepresst werden. Diese Bedingungen lassen sich nur durch entsprechend kleine Hubgeschwindigkeiten von etwa 0,6 m in der Minute und äusserst pünktlich wirkende Haltsteuerungen erfüllen; wobei ausserdem noch auf die rasche Aufeinanderfolge der einzelnen Hubperioden Rücksicht zu nehmen ist. Hierfür in stetiger Folge einen Hauptstrommotor immer aufs neue wieder anlaufen zu lassen und gleich darauf wieder abzustellen,

\*) Die Krahne mit innenliegender Laufkatzenbahn fallen verhältnismässig schwerer aus, als die allerdings weniger steifen Laufkrahne mit einfachen Balken ohne Querklammern und obenliegender Katzenbahn, weil die Querklammern das Gewicht beträchtlich vermehren, und die Trägerhöhen nach den Enden zu, wegen der Höhe der innen laufenden Katze, nur in beschränktem Masse verjüngt werden können. Im vorliegenden Fall tritt eine weitere Gewichtszunahme durch die Verwendung von Gusseisen für die Laufkatze und durch das Räderwerk für die Drahtseiltrommel ein, deren grosser Durchmesser im Vergleich zu gewöhnlichen Kettentrommeln, und besonders im Vergleich zu Daumenrädern für kalibrierte Ketten auch entsprechend grössere und kräftigere Rädervorgelege erfordert, die mittelbar gleichzeitig das Gewicht des Windengestells steigern. Andererseits fällt der erheblich geringere Anschaffungspreis von Drahtseilen, den Gall'schen Ketten gegenüber, in die Wagschale, und Seile bewähren sich in dem staubigen Giessereibetrieb besser als die Gelenkketten, welche dabei starkem Verschleiss ausgesetzt sind.

Ein 1893 von Stuckenholz für die Giesserei von G. Kuhn in Berg bei Stuttgart gelieferter Deckenlaufkrahne für angenähert ähnliche Verhältnisse, etwas geringerer Spannweite 13,9 m und etwas grösserer Tragkraft 25 t mit obenliegender Laufkatzenbahn wiegt einschliesslich des Laufsteiges und des Elektromotors für 10 PS bei 900 minutlichen Umdrehungen, der die Brückenbelastung durch seine Aufstellung in der Nähe eines Bühnendes verhältnismässig wenig erhöht, nur etwa 22 t. Die Lastwinde dieses Krahnes ist für vier Laststufen zwischen 7 und 25 t mit vier Geschwindigkeitstufen für 0,55 m, 1,0 m, 1,5 und 3 m in der Minute ausgerüstet. Die Laufkatze fährt, falls nicht für möglichst genaue Hakenstellung die kleinste Fahrgeschwindigkeit von 3,7 m in der Minute gewählt wird, mit Lasten bis zu 15 t 9 m in der Minute. Die Krahnbühne kann mit voller Last 17,5 m in der Minute zurücklegen und läuft bei langsamem Gang noch mit 7 m. Für genaue Hakeneinstellungen erscheint es zweckentsprechend, wie bei dem Riedinger'schen Krahne, für Laufkatze und Bühne die kleinsten Geschwindigkeiten gleich gross zu wählen.

scheint wenig geeignet, weil mit jedem Anlauf die Beschleunigungsarbeit für den Motoranker zu leisten und beim Abstellen wieder zu vernichten ist, und weil die elektrische Anlasssteuerung unter der ununterbrochenen Benutzung sich störend rasch abnutzt. Auch eignen sich Hauptstrommotoren für den vorliegenden Fall nicht, weil sie unter verschiedener Belastung verschieden rasch laufen und deshalb das genaue Einstellen auf den Nietstempel erschweren. Die Arbeitsweise bietet vielmehr für das sonst im Kranbetrieb mehr und mehr verlassene Einmotorsystem mit Nebenschluss- oder Drehstrommotor in Verbindung mit mechanischen Wendegetrieben durch Reibräder oder Kupplungen eine günstige Verwendung, indem man den Motor selbst während der ganzen Arbeitszeit durchlaufen lässt und die einzelnen Hubperioden durch Ein- und Ausrücken der Reibungstriebwerke vermittelt, welche die jeweilige Massenbeschleunigung der anhängenden Last von der Bewegungsenergie der ständig laufenden Vorgelegewelle entnehmen und beim Ausrücken durch eine gleichzeitig einfallende Bremse die Last wegen der geringen Geschwindigkeit des abgekuppelten Triebwerkes sofort anhalten.

Nach diesen Gesichtspunkten ist der Kran, Taf. 58, Fig. 1 bis 4, mit einem Nebenschlussmotor von 5,5 PS und 1200 Umläufen in der Minute mit dem Becker'schen Wechselgetriebe für zwei Geschwindigkeitstufen gebaut und hebt Kesseltheile bis 5000 kg Gewicht mit 2,4 m/min, während die Hubgeschwindigkeit beim Nieten nur 0,6 m/min. beträgt und der Motor dann noch 20000 kg Nutzlast zu bewältigen vermag. Die Verwendung eines Nebenschlussmotors macht die Hubgeschwindigkeit vollständig unabhängig von der Last am Kranhaken, und die beiden weit auseinanderliegenden Geschwindigkeitstufen werden lediglich durch die jeweilige Einstellung des mechanischen Wechselgetriebes vermittelt, das im übrigen den Übergang von einer Stufe auf die andere jederzeit ohne Betriebsunterbrechung gestattet.

Die Wendegetriebe für die Fahrwerke der Bühne und Katze und für die Lastwinde der Katze sind mit dem Motor auf der einen Seitengalerie der Kranbühne untergebracht und bestehen aus gleich grossen Kegelreibrädern, deren Mittlräder einen angegossenen Bremsscheibenkranz mit Keilnuthen tragen und deren gegenüberstehende Doppelkegel, paarweise durch eine Muffe verbunden, auf der gemeinsamen Vorgelegewelle des Motors in Feder und Nuth verschiebbar durch Elektromagnete hin- und hergesteuert werden.

Die Anordnung ist in allen drei Fällen die gleiche. Durch Erregen des rechten oder linken Steuermagneten  $s_1$  oder  $s_2$ , Fig. 1, deren Anker an den Enden eines doppelarmigen Hebels hängen, wird die Steuerwelle  $a$  nach rechts oder links gedreht und durch einen kurzen, in der Mittellage aufrecht stehenden Gabelhebel unter der gemeinsamen Welle der Wendegetriebe die Schubmuffe  $b$ , Fig. 2, mitgenommen. Gleichzeitig dreht sich auch der aussen auf der Steuerwelle aufgesetzte Stirnhebel  $c$  und greift mit seinem oberen verzahnten Bogensegment, Fig. 3, in das Ritzel der oberen Steuerwelle  $d$  ein, welche durch eine unrunde Scheibe  $e$ , Fig. 1, den über ihr liegenden belasteten Bremshebel  $f$  beim Einrücken der Wendegetriebe lüftet, beim Ausrücken dagegen in die Keilnuthenscheibe  $g$ , Fig. 2, einfallen lässt und damit das zugehörige Zweigtriebwerk sofort zur Ruhe bringt.

Das Fahrwerk der Kranbühne wird durch das mittlere Wendegetriebe II, Fig. 1, bedient, welches im Grundriss, Fig. 2, fortgelassen ist, um die Aufstellung der darunterstehenden, zugehörigen Steuermagnete zu zeigen. Die Arbeitswelle des Wendegetriebes greift mit einem 12zähligen Ritzel in das darunter liegende 55zählige Stirnrad, Fig. 2, dessen Welle den Antrieb mit der Kegelradübersetzung 12:22 auf die letzte Vorgelegewelle der

Laufräder weiterleitet, die mit der Stirnräderübersetzung 12:66 ausgerüstet sind.

Aus diesen Übersetzungen und dem ersten Vorgelege am Motor mit 14 und 48 Zähnen, sowie 500 mm Laufraddurchmesser folgt

die Krahnfahrgeschwindigkeit  $v = 1200 \frac{14}{48} \cdot \frac{12}{55} \cdot \frac{12}{22} \cdot \frac{12}{66} 0,5 \pi = \sim 12$  m/min.

Das linke Wendegetriebe I setzt durch ein Kegelradpaar mit je 20 Zähnen ein doppelgängiges Wurmgetriebe mit einem 40zähligen Schneckenrad in Thätigkeit, auf dessen Welle die Daumenräder von 177 mm Durchmesser für die Fahrzugketten der Katze untergebracht sind. Mit Berücksichtigung des Motorvorgeleges berechnet sich hieraus

die Katzenfahrgeschwindigkeit  $v_1 = 1200 \frac{14}{48} \cdot \frac{2}{40} 0,177 \pi = \sim 9,7$  m/min,

so dass die geringe Spannweite in etwa einer halben Minute durchfahren wird.

Das rechte Wendegetriebe III vermittelt den Antrieb der Katzenwinde, welcher von der quadratischen Bühnenwelle  $i$ , Fig. 3, durch ein Kegelschlepprad abgezweigt ist. Zwischen dieser Welle und dem Wendegetriebe liegen ein Kegelradpaar mit je 20 Zähnen und am rechten Ende der Krahn-  
bühne zwei Stirnräderpaare mit den Zähnezahlen 14 und 46 und 46 und 49.

Die minutliche Umlaufzahl der Vierkantwelle beträgt

$$n = 1200 \frac{14}{48} \cdot \frac{14}{46} \cdot \frac{46}{49} = 100$$

Die Welle  $i$  ist in der Mitte, Fig. 1, durch ein senkrecht nach unten ausweichendes Lager von der Bauart, Fig. 7, Taf. 36, unterstützt, das beim Vorüberfahren der Katze durch die gusseiserne Führungsbahn an ihrer Wange, Fig. 4, Taf. 58, aus- und eingesteuert wird, sobald die Rolle  $h$  des mit dem Gelenkparallelogramm verbundenen Winkelhebels in die Bahn ein- oder austritt.

Durch den Eingriff des Kegelschlepprades in sein gleichgrosses Gegenrad wird zunächst die Katzenwelle  $m$ , Fig. 2, mit  $n = 100$  angetrieben und durch die angeschlossenen dreifachen Stirnräderübersetzungen 15:45, 13:53 und 10:60 die Kettenrolle  $o$  in Thätigkeit gesetzt, während die in der Verlängerung von  $m$  liegende Welle  $n$  bei offener Kegelkupplung  $k$  durch die Bremse an ihrem Stirnende festgehalten ist und damit auch das von ihr abgezweigte Stirnradgetriebe für die andere Daumenrolle  $p$  in Ruhe bleibt.

Die Hakengeschwindigkeit beträgt unter diesen Verhältnissen bei 88 mm Baulänge der kalibrierten Lastkette und 5 Daumen in der Windenrolle mit der losen Rolle

$$100 \frac{15}{45} \cdot \frac{13}{53} \cdot \frac{10}{60} \cdot \frac{10}{2} 0,088 = 0,6 \text{ m/min für } 20000 \text{ kg.}$$

Wird dagegen die Kegelkupplung  $k$  geschlossen, so tritt auch noch die andere Getriebehälfte für die zweite Kettenrolle  $p$  in Thätigkeit, mit den Stirnräderübersetzungen 30:30, 13:53 und 10:60. Die Rolle  $p$  dreht sich gleichsinnig wie  $o$ , aber wegen der kleineren Übersetzung dreimal schneller. Die gleichzeitige Wickelgeschwindigkeit der beiden Kettenrollen 1,2 und 3,6 m/min liefert mit der losen Rolle die Hakengeschwindigkeit

$$\frac{1,2 + 3,6}{2} = 2,4 \text{ m/min und ist für Lasten bis } 5000 \text{ kg benutzbar.}$$

Für die Nutzleistung von 2,66 PS ist im Entwurfe wegen der grossen Übersetzungszahl bei Wahl des Motors mit 5,5 PS nur ein Wirkungsgrad von 0,48 angenommen, der auch schwerlich im Betrieb überschritten werden wird.

Im übrigen ist ersichtlich, dass eine weitere Verkleinerung der Übersetzung für die Rolle  $p$  ihre Wickelgeschwindigkeit und damit die Haken- geschwindigkeit steigert, und z. B. bei Beschränkung dieser Übersetzung auf 1 : 10 eine Hubgeschwindigkeit  $\frac{1,2 + 8,8}{2} = 5$  m/min erreicht wird, die dann allerdings auch einen etwa doppelt so starken Motor verlangt, wenn damit noch Lasten bis 5000 kg gehoben werden sollen, während für den langsamen Gang bis 20000 kg Nutzbelastung der grössere Motor nur halb- belastet läuft. Es bietet also keine Schwierigkeiten mit dem Nebenschluss- motor und der einfachsten Form des Becker'schen Wechselgetriebes auch Geschwindigkeitstufen in den Grenzen von 0,6 : 5 d. i.  $\sim$  1 : 8 zu erzielen.

Beide Triebwerkzweige sind durch selbstthätige Geschwindigkeitsbremsen, Becker'sche Schleuderbremsen, Fig. 222, S. 266, gegen gefahrvoll schnellen Rücklauf geschützt, falls die Kegelkupplung  $k$  oder das Wendegetriebe für die Katzenwinde mangelhaft eingerückt werden und damit die Last der Einwirkung des stets mit nahezu gleicher Geschwindigkeit umlaufenden Motors entzogen werden sollte.

Ein- und Ausrücken der Kegelkupplung  $k$  erfolgt ähnlich, wie die Steuerung der Wendegetriebe, durch Elektromagnete  $r$ , Fig. 3 und 4, deren gekuppelte Anker durch eine Lenkstange und die Kurbelwelle  $u$  den Doppelschienen- hebel  $v$ , mit einem dazwischen aufgehängten Schleifring für die Schubmuffe der Kupplung verschieben und gleichzeitig durch ein kleines Kegelradpaar die Bremshebelwelle  $w$  drehen. Beim Ausrücken der Kupplung schliesst sich die Haltbremse, beim Einrücken lüftet sie sich.

Die ganze elektrische Steuerung für die Magnete des schnellen und langsamen Ganges, der Winde und der drei Wendegetriebe, sowie der An- lasser für den Motor befinden sich auf dem Fussboden der Kesselschmiede neben der Nietmaschine und wird von hier aus bedient.

Krahne für Röhrengiessereien arbeiten mit grösseren Pausen und fast ausnahmslos grossen Hubwegen unter stark wechselndem Widerstand. Sie müssen im ersten Augenblick sehr vorsichtig, also langsam, aber mit starker Zugkraft heben, dann in dem Masse wie der Widerstand abnimmt und die Geschwindigkeit gefahrlos gesteigert werden kann, zur Zeiterspar- niss möglichst rasch heben und verlangen daher noch weiter auseinander liegende Geschwindigkeitsgrenzen, als Nietkrahne und eine möglichst stetige Steigerungsfähigkeit der Hubgeschwindigkeit zwischen diesen Grenzen mit besonders kräftiger Zugwirkung im Beginn der Bewegung. Diesen An- forderungen genügt Becker durch Benutzung von Hauptstrommotoren mit einer Tourenregulierung von 1 : 3 in Verbindung mit einem zweistufigen mechanischen Wechselgetriebe für die Geschwindigkeitsverhältnisse 1 : 5 und erreicht damit in den Grenzen 1 : 15 beliebig veränderliche Geschwindigkeit, sowie eine sehr grosse Zugkraft für den Anlauf des Motors bei der untersten Geschwindigkeitstufe. Mehrere derartige Krahne mit elektromagnetischer Steuerung für das mechanische Stufengetriebe befinden sich in der Röhren- giesserei der Donnersmarckhütte in Oberschlesien für eine Zugkraft von mindestens 3000 kg, während das Transportgewicht der Arbeitstücke nur etwa bis 500 kg beträgt. Als kleinste Zuggeschwindigkeit mit 3000 kg ist 1 m/min, als grösste Hubgeschwindigkeit 15 m/min für 500 kg angenommen. \*)

\*) Vergl. die erste Ausführung mit einem Nebenschlussmotor und 5 Geschwindig- keitstufen durch das mechanische Wechselgetriebe: E. Becker jr., „Neues Verfahren zum Wechseln der Hubgeschwindigkeit von Lasten an loser Rolle“, Z. d. V. d. Ing. 1892, S. 705, oder des Verfassers Hebezeuge, 3. Aufl., Bd. I, S. 710, mit Tafel 51 und die all- gemeine Besprechung des Getriebes in der vorliegenden 4. Aufl., Bd. I, S. 157.

**Elektrische Laufkrahne mit mehreren Motoren.****Laufkrahne für 2500 kg Last von E. Becker mit zwei Elektromotoren.**

Der Laufkrahne, Taf. 59 und 60, für 7690 mm Spannweite und 2500 kg Tragfähigkeit ist von E. Becker in Berlin für das Elektrotechnische Institut der Technischen Hochschule zu Stuttgart ausgeführt. Die Fahrgeschwindigkeiten der Laufkatze und der Krahnbühne sind zu 9 m, die Lasthubgeschwindigkeit zu rund 2 m in der Minute gewählt. Die Betriebskraft wird zwei Nebenschlussmotoren entnommen, von denen der eine das Fahrtriebwerk der Krahnbühne bedient und durch Stromumschalten für Vor- und Rücktrieb benutzt wird, während der zweite Motor an die Laufkatze angebaut ist und durch zwei Wendegetriebe mit dem Fahrwerk der Laufkatze und mit ihrer Lastwinde gekuppelt werden kann.

Die Betriebsmaschine für das Fahrwerk der Krahnbühne befindet sich auf einer Nebenbühne, die seitlich an einem der beiden Hauptträger für die Laufkatze angeschlossen ist und durch Bretterbelag dem Krahnführer alle Triebwerke für die Wartung bequem zugänglich macht. Fahr- und Windenwerke werden von unten durch Zugketten gesteuert.

Die unter der Nebenbühne gelegenen Krahnlaufräder stehen durch Stirnräder mit einer gemeinsamen Vorgelegewelle im Eingriff, die ihrerseits durch Schnecke und Schneckenrad unmittelbar von dem Motor angetrieben wird.

Für 400 mm Laufraddurchmesser berechnet sich die minutliche Umdrehungszahl der Laufachsen für 9 m Fahrgeschwindigkeit in der Minute zu

$$n = \frac{9}{0,4 \cdot \pi} \sim 7,16.$$

Bei Wahl eines Elektromotors mit 1000 Umdrehungen in der Minute ist die Gesamtübersetzung zwischen Laufachsen und Motorwelle  $7,16:1000 = \sim 1:140$ . Hierfür genügt eine doppelgängige Schnecke von  $\frac{3}{4}$ " Theilung mit einem 40zähligen Schneckenrade und ein Stirnrädervorgelege mit 12 und 84 Zähnen und 1" Theilung.\*)

Das Schneckentriebwerk liegt in einem geschlossenen Gehäuse, in Fig. 1, Taf. 60, gesondert dargestellt, das durch eine senkrechte Schnittfuge nach der Richtung der Schneckenachse getheilt ist, um das Triebwerk einbauen zu können. Die Gehäusehälften werden durch Flanschschrauben zusammengehalten. Die Schneckenwelle ist mit Rücksicht auf den Wechsel der Druckrichtung beim Umschalten des Motors für die entgegengesetzte Fahrriehtung einerseits in einer zweitheiligen, vom Gehäuse zusammengehaltenen Kammzapfenbüchse, andererseits in einer gewöhnlichen Zapfenhülse aus Rothguss gelagert. Das Wurmrad läuft in einem Ölbad und schmiert dadurch auch gleichzeitig die darüberliegende, eingreifende Schnecke selbstthätig. Zum Schutz gegen Überfahren des beabsichtigten Zieles ist die Schneckenwelle mit einer Bremse ausgerüstet und hierfür die eine Hälfte der Scheibenkupplung, zwischen Motor- und Schneckenwelle, als Riffelscheibe ausgeführt. Der zugehörige, um  $a$  drehbare Bremshebel besteht aus zwei Flacheisen-schienen mit zwischenliegendem hölzernen Bremsklotz und einem leichten Belastungsgewicht am rechten Ende, um die Bremse für gewöhnlich selbst-

\*) Die Zeichnungen auf Tafel 59 und 60 sind nach den vollständig durchgearbeiteten Konstruktionsentwürfen hergestellt, und auch der Text bezieht sich auf diese Grundlagen. Nachträglich mussten bei der Ausführung die Übersetzungsverhältnisse der mechanischen Triebwerke etwas kleiner, als hier angenommen ist, gewählt werden, weil die Firma Siemens & Halske inzwischen die Umlaufzahl ihrer Motoren änderte und der 2,2 pferdige Katzenmotor nur mit 800 Touren, statt mit 1000 läuft, sowie der kleinere Motor von 1,3 PS für das Bühnenfahrwerk 410 Umgänge in der Minute macht, statt 650. Der Gesamtentwurf ist dadurch nur unwesentlich verändert.

thätig gelüftet zu halten, während im Bedarfsfall der Hebel durch eine vom anderen Armende herabhängende Zugkette, wie in Fig. 1 auf Taf. 59 angedeutet, angepresst werden kann.

Fig. 4 bis 6, Taf. 59, geben eine Gesamtdarstellung der Laufkatze, in Fig. 3 bis 6, Taf. 60, sind die zugehörigen Brems- und Steuertheile in grösserem Massstabe gezeichnet. Der Elektromotor steht seitlich ausserhalb der Laufkatzenwange auf einer Plattform, welche die Laufkatze unten umschliesst und auf  $\square$ -Eisen ruht, die zur Querverbindung der Wangenbleche dienen. Auf der verlängerten Motorwelle sitzen, in Feder und Nuth verschiebbar, paarweise die glatten Reibdoppelkegel der Wendegetriebe für die Lastwinde und das Fahrtriebwerk. Die Kraft wird weiterhin nur durch Stirnräder übertragen, von denen die ersten beiden Paare jedes Getriebes gefräst sind, und zwar ist das erste schnelllaufende Trieb- rad in Leder, das zweite für jede der beiden Kraftabzweigungen in Stahl geschnitten. Die eingreifenden, grösseren Räder aus Gusseisen haben un- bearbeitete Zähne.

Für die Last, welche in einer losen Rolle hängt, ist eine kalibrierte Kette von  $\frac{9}{16}$  Eisenstärke und 38 mm Theilung gewählt. Bei einer Ketten- nuss mit 6 Daumen wird während jeder vollen Nussdrehung 12,38 mm Kette aufgewunden, die Last also durch die eingeschaltete, lose Rolle um  $6 \cdot 38 \text{ mm} = 0,228 \text{ m}$  gehoben. Die geforderte Hubgeschwindigkeit von 2 m in der Minute wird somit durch  $\frac{2000}{228} = 8,77$  Umdrehungen der Kettennuss erreicht.

Dem entspricht bei 650 minutlichen Umdrehungen des Elektromotors eine Gesamtübersetzung zwischen Motor- und Kettennusswelle von  $650 : 8,77 = 74 : 1$ . Im Entwurf findet sich mit den Räderpaaren *ab*, *cd*, *ef* und den Zähnezahlnverhältnissen  $\frac{72 \cdot 48 \cdot 48}{11 \cdot 14 \cdot 14} \sim 77$ .

Für die Laufräder sind 260 mm als Durchmesser gewählt. Demnach ist für 9 m Fahrgeschwindigkeit in der Minute ihre erforderliche Umdrehungs- zahl  $n = \frac{9}{0,26\pi} \sim 11$  und die Übersetzung zwischen dem Elektromotor mit 650 minutlichen Umdrehungen und den Katzenlaufrädern  $650 : 11 = \sim 59$ , dem die Räderpaare *gh*, *ik*, *lm* und die Zähnezahlnverhältnisse

$$\frac{60 \cdot 48 \cdot 48}{12 \cdot 14 \cdot 14} = 58,8 \text{ entsprechen.}$$

Die Steuerapparate zum Ein- und Ausrücken der Wendegetriebe sind in der Weise mit Bremswerken gekuppelt, dass beim Ausrücken das freie Räderwerk jederzeit sofort selbstthätig festgebremst wird, während um- gekehrt beim Einrücken sich die zugehörige Bremse lüftet und den An- trieb frei giebt. Die Apparate sind für beide Wendegetriebe gleich aus- geführt und werden von unten durch endlose Zugketten gesteuert, die von den beiden im Grundriss und im Querschnitt der Laufkatze angegebenen Kettenrädern herabhängen. Die Riffelbremsscheiben sind an die Reibkegel der ersten Zahnradwellen angegossen. Die weiteren Einzelheiten ergeben sich am klarsten aus der Sonderdarstellung, Fig. 3 bis 6, Taf. 60.

Die Drehung der Steuerwelle wird durch ein gefrästes, zehnzähniges Trieb- rad auf den Hebel *H* übertragen, dessen Kopf ein Zahnkranzsegment bildet, und der mit seiner unteren Stützgabel die Schildzapfen einer bron- zenen Kammschelle umklammert, welche, wie aus der Grundrissfigur 5 der Laufkatze auf Taf. 59 zu ersehen ist, den Hülsenkopf der verschiebbaren Wendegetriebebeschiben erfasst und somit die Steuerwelle unmittelbar auf die Ein- oder Ausrückung des Wendegetriebes einwirken lässt.

Ein aussen auf dem Steuerwellenkopf angebrachter Gewichtshebel sichert

in seinen Endlagen selbstthätig die erforderliche Anpressung der Reibräder, während andererseits dieser Hebel in seiner senkrechten Mittelstellung durch einen auf der Steuerwelle aufgekeilten Nocken  $N$  mittelst der darunter liegenden Rastfeder  $F$  abgestützt wird. Diese bildet für die Stützecken des Nockens ein nachgiebiges Widerlager, das bestrebt ist, den Gewichtshebel durch den symmetrischen Druck gegen die unteren Nockenkanten in seiner Mittellage zu erhalten, aber der absichtlichen Drehung der Steuerwelle nur einen begrenzten Widerstand entgegengesetzt. Sowohl der Zahnsegmenthebel  $H$ , wie die Kammschelle  $S$ , Fig. 5, Taf. 60, sind zweitheilig ausgeführt. Die Verbindungsschrauben der Kammschellenhälften sitzen versenkt in den Wurzeln der Schildzapfen.

Zum Lüften der Bremse ist auf die Steuerwelle eine Fingerscheibe mit zwei Fingern  $D$ , Fig. 3, Taf. 60, aufgesetzt — vgl. auch Grundriss und Querriss der Laufkatze auf Taf. 59 — von denen, je nach der Wellendrehung zum Einrücken des Wendegetriebes in einen oder im anderen Sinne, der eine oder der andere den darüberliegenden, belasteten Bremshebel anhebt oder zum Zurücksteuern in die Mittellage beim Ausrücken des Wendegetriebes wieder selbstthätig zurücksinken lässt. Die hölzerne, in einem gusseisernen Schuh untergebrachte Bremsbacke hängt mittelst einer kurzen, in bezug auf ihre Länge stellbaren Zugstange mit zwei Zapfengelenken am Bremshebel und wird durch die Schwalbenschwanzführung ihres gusseisernen Schuhs in einer schmiedeeisernen Schlittenbahn am Lagerbock der Bremswelle, Fig. 4 und 6, Taf. 60, stets radial gegen die darunter liegende Riffelbremsscheibe angepresst. Die Bremse bleibt auch beim Senken vollständig gelüftet, weil die Schleuderbremse  $B$  auf der letzten Vorgelegewelle der Lastkettennuss — siehe Grundriss der Laufkatze, Fig. 5, Taf. 59 — die Senkgeschwindigkeit selbstthätig regelt. Kleine Lasten erfordern ebenso, wie der leere Lashaken, zum Senken äusseren Antrieb.

Der Wirkungsgrad des Wendegetriebes kann zu  $\eta_1 = 0,85$  geschätzt werden, der Wirkungsgrad der drei Stirnräderpaare, der Kettennuss und der losen Rolle zusammen  $\eta_2 = 0,94^5 = 0,73$  und damit das Güteverhältniss der ganzen Lastwinde

$$\eta = \eta_1 \eta_2 = 0,85 \cdot 0,94^5 = \sim 0,6.$$

Bei voller Belastung mit 2500 kg und 2 m minutlicher Lastgeschwindigkeit hat der Laufkatzenmotor zu leisten

$$\frac{2 \cdot 2500}{60 \cdot 75 \cdot 0,6} = 1,85 \text{ PS.}$$

Hierfür ist ein kleiner Siemens'scher Elektromotor von 2,2 PS für 110 Volt gewählt.

Für eine Arbeitsleistung von 1,85 PS beträgt die mittlere Umfangskraft  $P$  im Wendegetriebe, bei  $\sim 230$  mm Durchmesser und 650 minutlichen Umdrehungen,

$$P = \frac{75 \cdot 1,85 \cdot 60}{0,23 \cdot \pi \cdot 650} = 18 \text{ kg.}$$

Der erforderliche achsiale Anpressungsdruck steigt bei dem Kegelwinkel von  $45^\circ$  auf etwa 120 kg, dessen Druckkomponente nach der Richtung der Achse des angetriebenen Kegelrades, wie aus dem Grundriss der Laufkatze ersichtlich, durch ein Stützlager aufgenommen wird.

Das Laufkatzengewicht ermittelt sich aus der Zeichnung zu etwa 2200 kg, und die Radbelastung, einschliesslich der Nutzlast von 2500 kg, hiernach zu  $\sim 4700$  kg.

Für 55 mm Durchmesser der Laufachsenzapfen und 260 mm Laufraddurchmesser,  $\mu = 0,1$  als Zapfenreibungskoeffizienten und 0,8 mm für den Koeffizienten der rollenden Reibung, berechnet sich der Fahrwiderstand oder die erforderliche Zugkraft

$$Z = \frac{4700}{130} (0,8 + 27,5 \cdot 0,1) = \sim 130 \text{ kg.}$$

Durch die Spurkranzreibung erhöht sich der Fahrwiderstand nach S. 351 um etwa 150% bis 160%, so dass schliesslich  $Z = 325$  kg in die Rechnung einzuführen ist.

Wenn man den Wirkungsgrad des Reibräderwendegetriebes wieder zu 0,85 und den der drei Vorgelege je zu 0,94 schätzt, ist der Gesamtwirkungsgrad des Fahrtriebwerkes

$$\eta = 0,85 \cdot 0,94^3 \sim 0,7,$$

und für 9 m Fahrgeschwindigkeit in der Minute der Arbeitsverbrauch zum Bewegen der vollbelasteten Laufkatze

$$\frac{325 \cdot 9}{60 \cdot 75 \cdot 0,7} \sim 1 \text{ PS.}$$

Bei voller Belastung genügt der Katzenmotor daher nur zum Heben oder zum Fahren, und beide Bewegungen sind nacheinander zu vermitteln.

Die Krahn Bühne wiegt nach der Berechnung aus der Zeichnung etwa 3000 kg. Somit ist beim Fahren der Bühne mit voller Belastung ein Gesamtgewicht von  $3000 + 4700 = 7700$  kg zu bewegen, und der Fahrwiderstand beträgt bei 50 mm Zapfen- und 400 mm Laufraddurchmesser mit den obigen Reibungskoeffizienten

$$Z_1 = \frac{7700}{200} (0,1 \cdot 25 + 0,8) = 127 \text{ kg,}$$

oder wie oben mit 150% Zuschlag für die Spurkranzreibung  $Z_1 \sim 315$  kg.

Die Antriebschnecke hat 22 mm Kern- und 46 mm äusseren Durchmesser und gleitet mit einem Kreisdurchmesser von 36 mm an dem Theilkreis des Schneckenrades. Ihr mittlerer Steigungswinkel beträgt mit 3,4" engl. = 19 mm Theilung und doppelten Gängen

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot 19}{36 \cdot \pi} = \frac{38}{113} = 0,336 \text{ also } \alpha = 18^\circ 30'.$$

Mit  $\varrho = 7^\circ$  und dem Zapfenreibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$ , sowie dem mittleren Kammzapfenradius  $r = 15$  mm, berechnet sich der Wirkungsgrad der Schnecke unter Beziehung aller Kräfte auf den Berührungskreis mit dem Theilkreis des Schneckenrades, soweit die Schrauben- und Stützzapfenreibung in Betracht gezogen wird,

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} 18^\circ 30'}{\operatorname{tg} 25^\circ 30' + \frac{0,1 \cdot 15}{36}} \sim 0,64.$$

Durch den Wirkungsverlust der beiden Stirnräderpaare an den Laufrädern sinkt das Güteverhältniss des ganzen Fahrtriebwerkes auf ungefähr

$$\eta = \eta_1 \cdot 0,94^2 = 0,64 \cdot 0,88 = 0,55.$$

Die Arbeitsleistung für 315 kg Fahrwiderstand und 9 m Fahrgeschwindigkeit in der Minute beträgt hiernach mit vorstehendem Wirkungsgrad

$$\frac{315 \cdot 9}{60 \cdot 75 \cdot 0,55} \sim 1,15 \text{ PS.}$$

wofür ein Siemens'scher Nebenschlussmotor von 1,3 PS vorgesehen ist.

Für jeden der beiden Elektromotoren ist ein Anlasswiderstand eingeschaltet, von denen nur der eine für den Fahrbetrieb der Krahn Bühne mit einem Umschalter verbunden wird, weil der andere Motor seine Drehrichtung nicht wechselt. Beide werden, wie die Wendegetriebe und Bremsen, von unten durch herabhängende Steuerschnüre bedient. Die Schnur für den Anlasswiderstand des Laufkatzenmotors hängt aussen neben den Steuerketten, die andere für den Bühnenmotor in der Mitte neben der Bremszugkette. In der Zeichnung sind diese Armaturtheile, wie die Stromzuführung, fortgelassen.

#### Laufkrahne mit drei Elektromotoren für Siemens & Halske von E. Becker.

Für den Lastverkehr in den Charlottenburger Werkstätten von Siemens & Halske hat E. Becker 1892 im ganzen 8 Laufkrahne für 1000 bis 20 000 kg Tragkraft geliefert, von denen 4 kleinere nur für Handbetrieb eingerichtet sind, während die übrigen theils oder vollständig elektrisch betrieben werden, je nach dem Arbeitsfeld und der Häufigkeit ihrer Benutzung. Die Anlage ist von geschichtlichem Interesse, weil sie zu den ersten mit Dreimotoren-Krahnen ausgerüsteten Ausführungen gehört.

In Fig. 678 bis 680, S. 826, ist der allgemeine Entwurf des zweitgrössten Krahnes der Werkstatt für 5000 kg skizzirt. Von den drei Elektromotoren sind zwei in die Laufkatze für die Winde und das Katzenfahrwerk einge-

baut; der dritte, für das Fahrtriebwerk der Krahn Bühne, ist auf der Bühne selbst aufgestellt. Alle drei arbeiten mit Schnecke und Schneckenrad bei 1100 bis 1400 minutlichen Umdrehungen und sind mit getrennten Umschaltvorrichtungen, aber mit gemeinsamem Anlasswiderstand montirt, die von

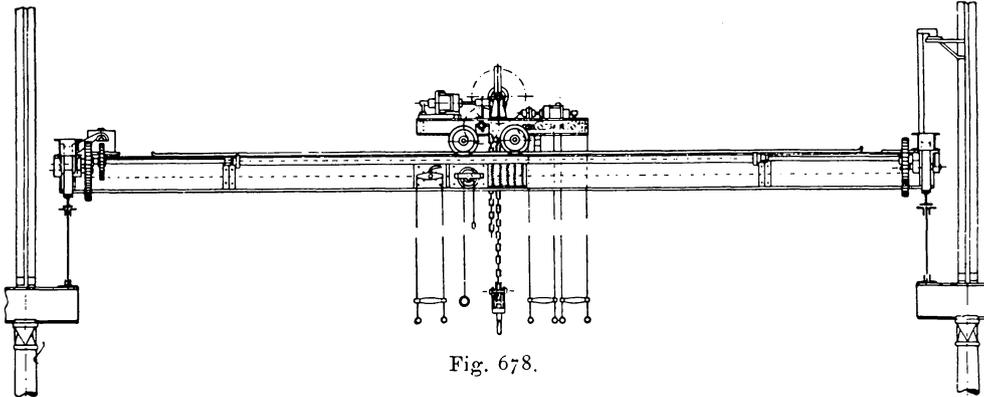


Fig. 678.

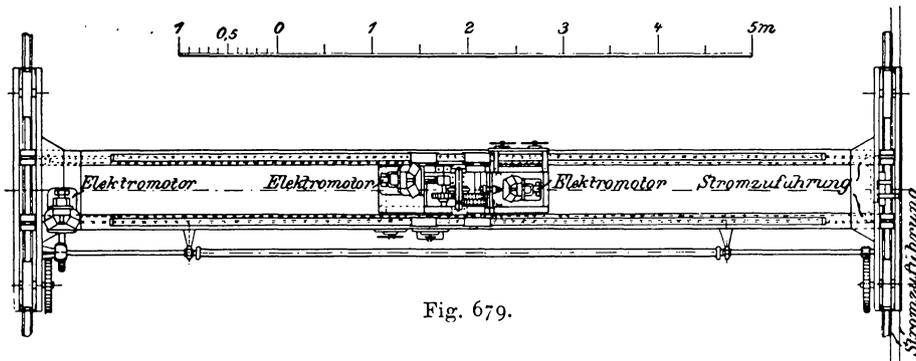


Fig. 679.

unten durch Schnüre gehandhabt werden. Von den vier elektrischen Apparaten hängen in der Krahnmitte im ganzen sieben Schnüre herab. Die beiden Steuerschnüre jedes einzelnen Umschalters sind durch einen Knebel verbunden, dessen Bedienung, je nach dem Motor, zu dem er gehört, durch die angegossenen Worte, Heben und Senken, Links und Rechts, und Vorwärts und Rückwärts klar gekennzeichnet ist. In jedem Fall ist zunächst die Schnur für die beabsichtigte Krahnarbeit zu ziehen, dann erst die Schnur des Anlasswiderstandes langsam herabzubewegen und so lange straff zu halten, wie die Bewegung dauern soll. Beim Loslassen der Schnur bewegt sich die Kurbel des Anlasswiderstandes selbstthätig schnell zurück und unterbricht den Strom.

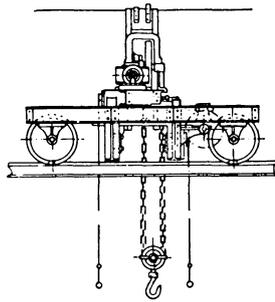


Fig. 680.

Bei dem 20-Tonnenkrahn, der mit 14 oder 24 mm sekundlicher Lastgeschwindigkeit, 250 mm Katzen-, 65 mm Bühnenfahrsgeschwindigkeit arbeitet, werden die Motoren von der Krahn Bühne aus durch Drehen von Steuerwellen in Gang gesetzt und abgestellt, die so angeordnet sind, dass der Krahnführer von jeder Laufkatzenstellung auch die Bühne steuern kann. In allen neueren elektrisch betriebenen Laufkrahnen mit mehreren Motoren wird die Steuerung aller Triebwerke und Bremsen fast ausnahmslos im Führerkorb vereinigt.

**Katze mit 2 Motoren für einen 5 t-Laufkrahne der Shaw Electric Crane Co.**

Der ganz in Gusseisen ausgeführte Katzenwagen, Fig. 1—4, Taf. 61, trägt zwei Hauptstrommotoren der Union Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin, für 500 Volt, einen Hubmotor von 9 PS mit 400 Umdrehungen i. d. Min. bei voller Belastung und einen Fahrmotor von 2,7 PS mit 750 Umdrehungen i. d. Min., beide nebeneinander über der einen Katzenwanne aufgestellt. Die Last hängt an einer losen Flasche mit Zwillingenrollen an einem doppeltrümmigen Seil, das mit einer Schlinge oben im Katzenwagen über die Rolle *o*, Fig. 1 u. 4, gelegt ist und dessen Enden auf der Trommel in den rechts- und linksläufig eingedrehten Spiralnuthen an den Stirnflächen der beiden Trommelhälften befestigt sind. Die Last ist hierdurch mit einer Übersetzung von 1:2 auf vier Seilquerschnitte vertheilt.

Der Hubmotor arbeitet mit dreifacher Stirnräderübersetzung und hebt bei der angegebenen Umdrehungszahl und 500 mm Trommeldurchmesser nach der Zahnradertabelle auf der Tafel, mit Berücksichtigung der losen Flasche, die Last

$$\frac{16}{32} \cdot \frac{13}{100} \cdot \frac{13}{56} \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,5 \pi = 4,75 \text{ m i. d. Min.}$$

Auf der zweiten Vorgelegewelle sitzt die in Bd. 2, S. 197, durch Fig. 156 u. 157 im einzelnen dargestellte und beschriebene elektromagnetische Haltbremse *B*, zu denen die Solenoide *S* gehören, und die mechanische Senksperrbremse *F* mit innenliegendem Spiralbremband, welche im vorliegenden Band, S. 297 u. f., an Hand der Fig. 243 bis 250, bereits eingehend besprochen ist.

Der Fahrmotor arbeitet mit doppeltem Stirnrädervorgelege und einem 90 zähligen Zwischenrade, und bewegt die Katze bei 750 Umdrehungen i. d. Min. und 260 mm Lauftraddurchmesser durch die Gesamtübersetzung

$$\frac{15}{90} \cdot \frac{90}{65} \cdot \frac{13}{52} \text{ um } 35,25 \text{ m i. d. Min.}$$

Das Katzensgewicht beträgt mit der elektrischen Ausrüstung 2080 kg.

Für die hier nicht mit dargestellte Krahnabhine von 8170 kg Eigengewicht, einschliesslich elektrischer Ausrüstung, ist ein Hauptstrommotor von 6,7 PS mit 400 minutlichen Umdrehungen für 75 m Fahrgeschwindigkeit i. d. Min. gewählt.

Mehrere Krahn dieser Art arbeiten seit Jahren in der Giesserei der Werkzeugmaschinenfabrik von Ludwig Löwe in Berlin-Martinikenfelde und zeichnen sich durch ruhigen, nahezu geräuschlosen Gang aus.

Alle Räder sind geschnitten. Die spezifischen Pressungen betragen bei voller Belastung im ersten Vorgelege der Winde  $\sim 20$ , im zweiten 28, im dritten  $\sim 44$  kg/qcm.

**Laufkatzen der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon bei Zürich mit kalibrirter Gliederkette, mit Gall'scher Kette und mit Seiltrommel.**

Die Maschinenfabrik Örlikon baut ihre Laufkatzen, Taf. 62 und Textfigur 681 bis 684, S. 829, in hervorragend gedrängter Form ganz in Gusseisen mit Schneckentriebwerken für die Winde und das Fahrwerk. Sie erreicht dadurch sehr steife und doch leichte Konstruktionen, ruhigen, geräuschlosen Gang und eine erhebliche Verminderung der Pass- und Montierungsarbeiten, weil alle Lageraugen für Wellen- und Laufachsen im Gestell liegen und auf der oberen Grundfläche des Katzenrahmens nur die Motoren und Schneckentriebwerke, wie auf einer gewöhnlichen Grundplatte aufzusetzen sind.

Die Firma benutzt, unter Verzicht auf elektrische Haltbremsen und mechanisch selbstthätige Senksperrbremsen ganz allgemein, sowohl für Dreh-

strom-, wie für Gleichstrombetrieb, ihre Handbremsen, Fig. 193, S. 235, mit endlosem, vom Führerstand aus bedienten Steuerseil, die gleichzeitig mit dem Anlassen des Motors durch einen Fusstritthebel gelüftet werden.

Fig. 4 u. 5, Taf. 62, stellen die Querschnitte einer Katze durch das Schneckengetriebe des Fahr- und Windtriebwerkes mit Gleichstrommotoren und Gall'scher Kette für 20—25 t Tragkraft dar.

Der Fahrmotor arbeitet mit seinem Wurmgetriebe auf die eine Laufachse der Katze unter Einschaltung eines einfachen Stirnrädervorgeleges, dessen grösseres Rad durch die gezahnten Spurkränze des einen Laufrades gebildet ist. Die Daumenrolle der Lastwinde, Fig. 5, wird von ihrem Motor mit Schneckengetriebe und doppelten Stirnrädervorgelegen in Thätigkeit gesetzt. Die Übersetzungsverhältnisse sind der Zeichnung zu entnehmen. Alle Zahnräder sind gefräst, ihre Wellen gehen, ebenso wie die Laufachsen, quer durch den Katzenkasten, die Schnecken liegen oben, die Schneckenräder möglichst niedrig unmittelbar auf der oberen Platte des Katzenrahmens, um die Bauhöhe zu beschränken. Gegen die rechte Katzenwange ist der Träger für die Schleifklemmen der Stromzuführung, gegen die linke der Leitrollenträger für das Bremssteuerseil geschraubt.

Die blanken Leiter für die Stromzuführung zur Katze sind frei über die Krahn Bühne gespannt, weil diese ohne Laufstege gebaut ist und daher während des Betriebes sich kein Arbeiter oben aufhalten und gefährdet werden kann.

Fig. 1 bis 3, Taf. 62, enthalten die Zusammenstellung einer ganz gleich gebauten Laufkatze für 20 bis 25 t, die sich von der Fig. 4 u. 5 nur durch die Verwendung von Drehstrommotoren, sowie durch Benutzung einer kalibrierten Gliederkette statt der Gall'schen Gelenkkette unterscheidet, und deren Triebwerkübersetzungen für die gleichen Arbeitsgeschwindigkeiten der Umlaufzahl der Drehstrommotoren angepasst sind. Diese Zeichnungen bilden auch eine Ergänzung der Fig. 4 u. 5, weil sie die Stellung der Motoren, den Einbau der Bremse mit der unmittelbar auf der Windenmotorwelle angeordneten Bremsscheibe und die Befestigung des nach beiden Krahn Bühnenenden abgelenkten endlosen Bremssteuerseiles am Lufthebel veranschaulichen. Ausserdem zeigt Fig. 1 die Art, wie Örlikon das ablaufende Trum der kalibrierten Glieder- oder Gelenkkette durch Hilfsdaumenrollen mit leichten Übersetzungsradern von der Windenrolle aus selbstthätig auf gleichmässige Schlingen vertheilt.

Fig. 6 veranschaulicht die Führung des endlosen Steuerseiles mit seiner in den Führerstand herabhängenden Schlinge, in welcher die lose Hubrolle des Fusstritthebels  $f$  ruht, um den belasteten Spannhebel der Bremse in jeder beliebigen Katzenstellung durch einfaches Niedertreten des Fusshebels und Spannen des Seiles lüften zu können.

Beachtenswerth ist übrigens auch die kräftige Versteifung der Krahnbrückenträger, Fig. 2 u. 6, durch Querversteifungsbleche mit gekröpften Winkeleisen ohne die sonst üblichen Eckstossfugen, wodurch die Konstruktion nicht nur vereinfacht, sondern gleichzeitig auch noch widerstandsfähiger wird, wenn man im übrigen, wie im vorliegenden Fall, für die verhältnissmässig leichten Krahne auf Versteifung durch Laufstege verzichtet.

Die Textfiguren 681 bis 684 veranschaulichen schliesslich die Laufkatzenform für Winden mit Seiltrommel und mehrrolligem Flaschenzug, im vorliegenden Fall für 7 bis 8 t mit zwei losen und einer festen Rolle, die sich dadurch von Konstruktionen anderer Firmen unterscheidet, dass Örlikon zur möglichst vollständigen Ausnutzung der Krahnhöhe die obere Leitrolle des Flaschenzuges neben der Windentrommel und parallel zur Trommelachse einbaut. — Vergl. die anderen Lösungen der Aufgabe, Fig. 47 bis 50, S. 59 bis 61.

Reichliche Ganghöhe der Nuthensteigung auf der Trommel und weit ausgedrehte Rollenkränze schützen das Seil bei der Seitenablenkung gegen unzulässigen Verschleiss. Örlikon wählt das Verhältniss der Seildicke zur Theilung der Trommelrillen beispielsweise für 6 t- Winden, wie 15:18, für 8 t- Winden 16:20 u. s. f. und beschränkt durch reichliche Trommeldurchmesser die Trommellänge und damit den Anlaufwinkel der Seilablenkung.

Die vorliegende Ausführung arbeitet mit tadelloser Wickelung, ohne dass sich das auflaufende Seil an der Nachbarwindung scheuert. Auch für

Fig. 681.

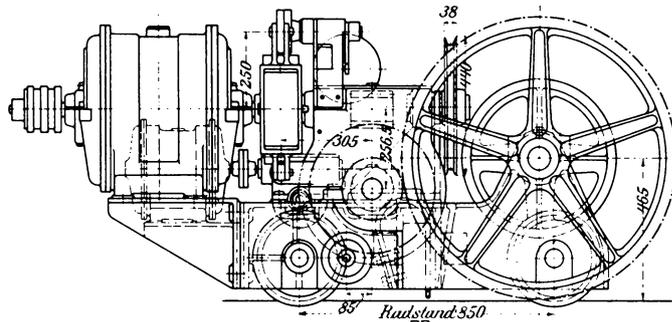


Fig. 682.

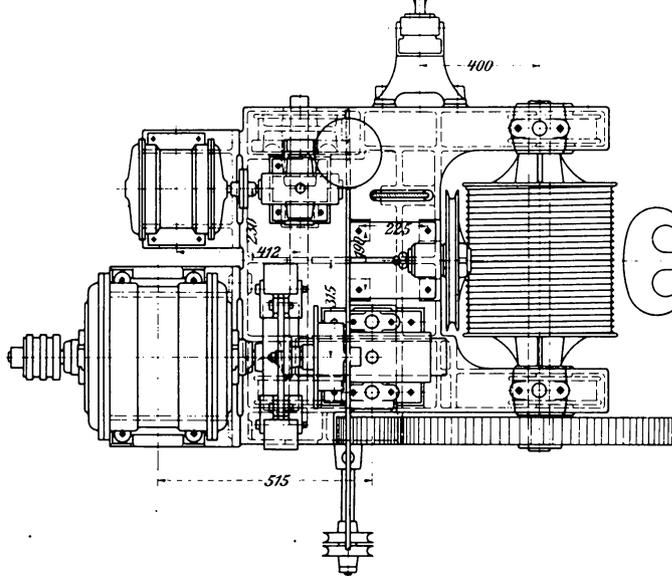
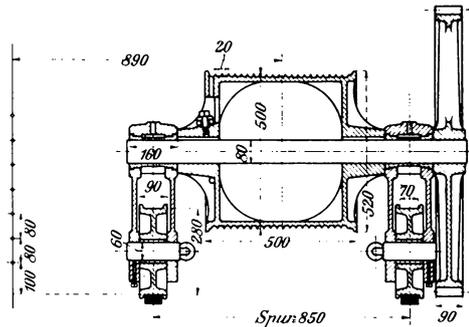


Fig. 683.

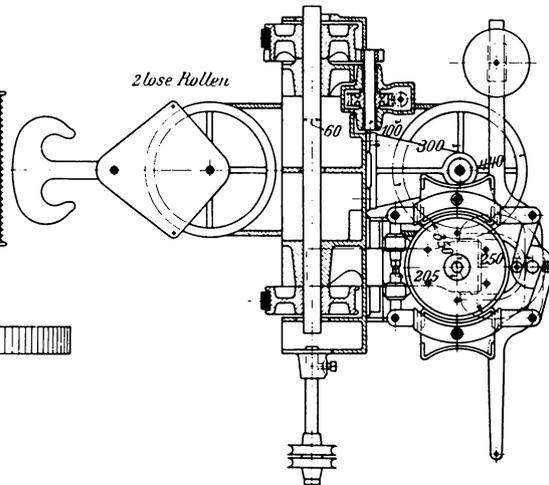


Fig. 684.

grössere Katzen mit Seiltrommeln für 30 t Last und mehr wählt Örlikon im wesentlichen dieselbe Anordnung.

Die nachstehenden Tabellen, S. 830, enthalten eine Zusammenstellung der Übersetzungsverhältnisse für gleiche Arbeitsgeschwindigkeiten für die 7 bis 8 t-Katzen, bei Verwendung von Gleichstrom- oder Drehstrommotoren, und lassen erkennen, dass im Interesse einheitlicher Modelle der Ausgleich der verschiedenen Motorgeschwindigkeiten nur durch entsprechend anders gewählte Schneckentriebwerke vermittelt ist. Örlikon geht hierbei, je nach Bedarf, bis zur Anwendung von 5gängigen Schnecken mit etwa  $30^\circ$  Steigungswinkel, die nach den eigenen Versuchen der Firma einen Wirkungsgrad bis

90<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und mehr liefern.\*) Beachtenswerth ist, dass die Fabrik trotzdem, wie aus den nachstehenden Tabellenwerthen folgt, für das Gesamtgetriebe der Katzenwinde, bestehend aus einem 3rolligen gewöhnlichen Flaschenzuge mit Seiltrommel, Schneckengetriebe und einfachem Stirnräderpaar, einschliesslich der Motorverluste nur einen Wirkungsgrad von etwa 0,50 dem Entwurf zu grunde legt und damit wohl dem Umstande Rechnung trägt, dass dieser Werth im Durchschnitt und nach längerer Betriebsdauer wegen der Empfindlichkeit der Schnecken nicht wesentlich überschritten wird.\*\*)

#### Übersetzungsverhältnisse der Laufkatze zur Seilwinde von 7 bis 8 Tonnen von Örlikon.

Lasthub 9 m i. d. Min. bei 500 mm Trommeldurchm. | Querbewegung 20 m i. d. Min.  
und Last an viersträngigem, einfachen Flaschenzug mit  
3 Rollen.

#### Gleichstrom.

Motor K 60, 30 PS, 700 Umdr./min ***)		Motor K 26, 3 PS, 1400 Umdr./min,
Schnecke 5-gängig, $t=36$ mm, Drehm. = 100,4 mm,		Schnecke 2-gängig, $t=2\frac{1}{8}''$ engl., Drehm. = 48,6 mm,
Schneckenrad $z=36$ , $t=36$ " Drehm. = 412,5 "		Schneckenrad $z=30$ , $t=2\frac{1}{8}''$ " Drehm. = 151,5 "
Ritzel $z=17$ , $t=40$ " Drehm. = 216,45 "		Ritzel $z=10$ , $t=24$ mm, Drehm. = 76,4 "
Stirnrad $z=72$ , $t=40$ " Drehm. = 916,73 "		Laufrad $z=40$ , $t=24$ " Drehm. = 305,56 "

#### Drehstrom 50 Perioden/sec.

Motor 359 K, 30 PS, 1470 Umdr./min,		Motor 353 K, 3 PS, 1400 Umdr./min,
Schnecke 3-gängig, $t=1\frac{1}{8}''$ engl., Drehm. = 94,52 mm,		Schnecke 2-gängig, $t=2\frac{1}{8}''$ engl., Drehm. = 48,6 mm,
Schneckenrad $z=46$ , $t=1\frac{1}{8}''$ " Drehm. = 418,38 "		Schneckenrad $z=30$ , $t=2\frac{1}{8}''$ " Drehm. = 151,5 "
Ritzel $z=17$ , $t=40$ mm, Drehm. = 216,45 "		Ritzel $z=10$ , $t=24$ mm, Drehm. = 76,4 "
Stirnrad $z=72$ , $t=40$ " Drehm. = 916,73 "		Laufrad $z=40$ , $t=24$ " Drehm. = 305,56 "

#### Drehstrom 40 Perioden/sec.

Motor 359 K, 30 PS, 1150 Umdr./min,		Motor 353 K, 3 PS, 1100 Umdr./min,
Schnecke 3-gängig, $t=36$ mm, Drehm. = 100,4 mm,		Schnecke 3-gängig, $t=1\frac{1}{2}''$ engl., Drehm. = 55 mm,
Schneckenrad $z=36$ , $t=36$ " Drehm. = 412,5 "		Schneckenrad $z=36$ , $t=1\frac{1}{2}''$ " Drehm. = 145,6 "
Ritzel $z=17$ , $t=40$ " Drehm. = 216,45 "		Ritzel $z=10$ , $t=24$ mm, Drehm. = 76,4 "
Stirnrad $z=72$ , $t=40$ " Drehm. = 916,73 "		Laufrad $z=40$ , $t=24$ " Drehm. = 305,56 "

#### Laufkatze für 10 t mit 2 Motoren von der Rheiner Maschinenfabrik Windhoff & Co. in Rheine i/W.

Die Katze zeichnet sich durch geschickte und gedrängte Anordnung bei ausschliesslicher Verwendung von Stirnradgetrieben in Verbindung mit einer Daumenwindenrolle für Gall'sche Kette aus.

Der Katzenrahmen, Fig. 685 bis 688, ist aus Schmiedeeisen zusammengebaut und besteht in der Hauptsache aus zwei Paaren Längsträger aus [-Eisen von 140 mm Höhe zur Aufnahme der darunter gelagerten Laufräder und zwei kräftigen Stirnbalken aus 220 mm hohen [-Eisen, die mit den Längsträgern ausser durch Winkeleisen vor allem durch eine gemeinsame Deckplatte von 10 mm Stärke kräftig verbunden sind. Auf dieser Grundplatte stehen die beiden Motoren des Hub- und Fahrwerkes auf getrennten Unterbauten aus [-Eisen, die ihrerseits wieder mit Platten zur Aufnahme der Motorgestelle abgedeckt sind. Das Wagengestell und der Aufbau der Motoren bilden hiernach ein sehr starres Gefüge. Besondere gusseiserne Böcke tragen den Bremsselektromagneten und das äussere Stützlager der

\*) Westberg: „Schneckengetriebe mit hohem Wirkungsgrad“. Z. d. V. d. I. 1902, S. 915.

\*\*) Nach den Prüfungsmessungen des Verfassers an einer Reihe 10 t-Laufkrahne verschiedener anderer Firmen auf der Düsseldorfer Ausstellung mit ähnlichen Getriebeanordnungen, Schnecken, Flaschenzug und Stirnrädervorgelege, wurden auch dort im allgemeinen nur Gesamtwirkungsgrade von 0,48 bis 0,56 festgestellt.

\*\*\*) Der ideelle Energieverbrauch würde für 7 t nur 14 PS, für 8 t 16 PS bei 9 m Hubgeschwindigkeit i. d. Min. betragen. Hiernach ist  $\eta = 0,47$  bzw. 0,53 den Entwürfen zugrunde gelegt.

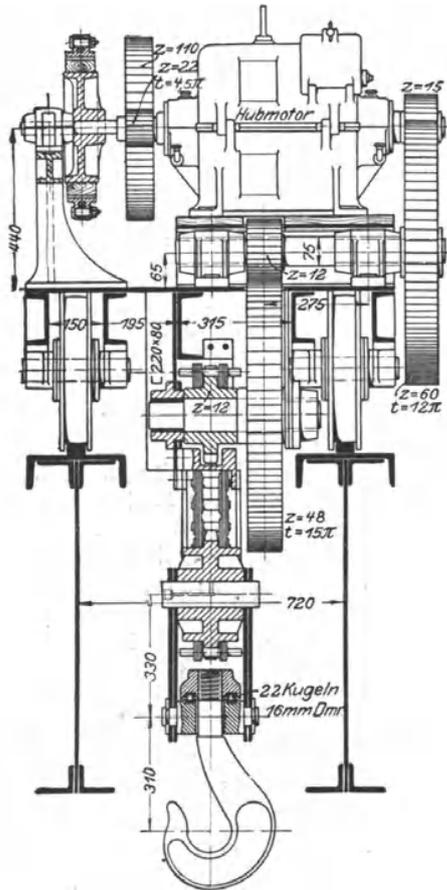


Fig. 685.

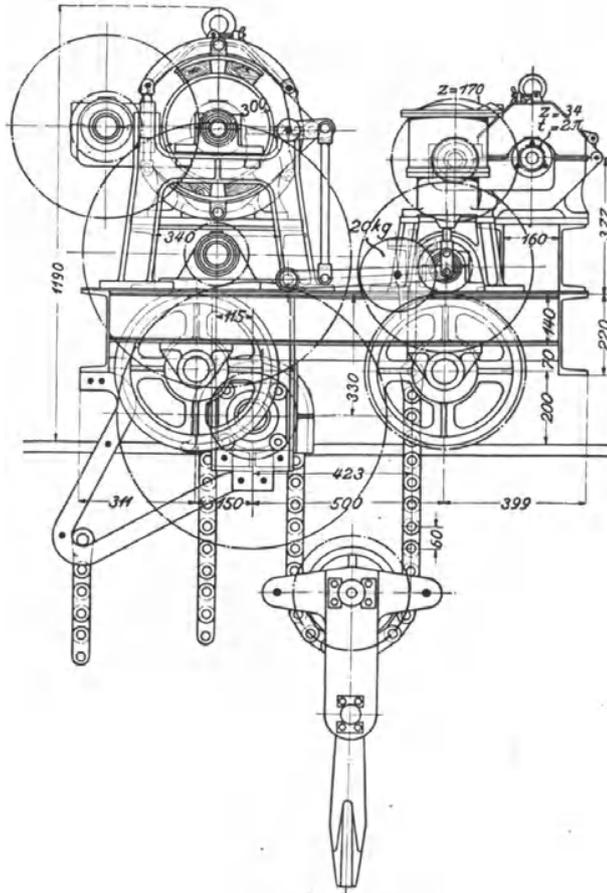


Fig. 686.

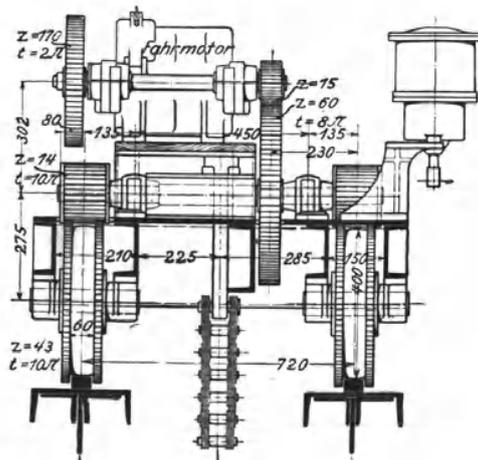


Fig. 687.

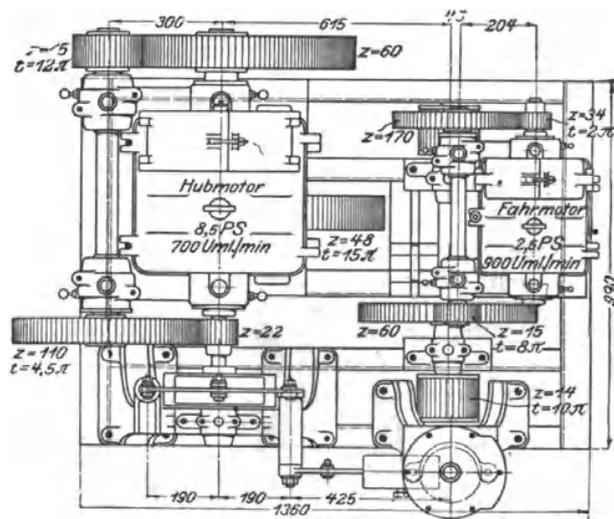


Fig. 688.

für die Bremsscheibe der Winde verlängerten Motorwelle. Beide Motoren arbeiten mit dreifacher Stirnräderübersetzung. Die ersten Vorgelegewellen sind unmittelbar an den Motorgehäusen in seitlichen Angüssen gelagert, die zweiten laufen in Stehlagern auf der Deckplatte des Katzenrahmens.

Die Daumenrolle ist mit ihrem benachbarten Stirnrade unterhalb des Katzenrahmens zwischen einem abwärts geführten  $\square$ -Eisen und einem doppelten Blechträger gelagert, die ihre Befestigung im Katzengestell an wgerecht eingebauten  $\square$ -Eisen finden.

Durch die Gesamtanordnung ist das ganze Triebwerk trotz reichlicher Zähnezahlen auf eine sehr kleine Grundfläche zusammengedrängt, weil die beiden Rädergruppen des Winden- und des Fahrwerkes in sich mehr übereinander nebeneinander aufgebaut sind und die Daumenrolle der Winde in der Breite geringen Platz beansprucht. Dabei sind alle Theile leicht montirbar, die Lager bequem zugänglich und ihre Wartung durch Verwendung von Ringölern für alle schnelllaufenden Wellen vereinfacht.

Das unmittelbar am Hubmotor gelagerte Vorgelege besteht aus einem 22 zahnigen Atlasstahlritzel im Eingriff mit einem 110 zahnigen Gusseisenrade von  $4,5 \pi$  Theilung und 120 mm Breite und ist ebenso wie die zweite gusseiserne Räderübersetzung mit den Zähnezahlen 15 und 60 und der Theilung  $12 \pi$  sauber gefräst. Das dritte Räderpaar mit 12 und 48 Zähnen und  $t = 15 \pi$  ist mit unbearbeiteten Zähnen in Stahlformguss hergestellt. Die Gall'sche Kette hat 60 mm Theilung und das zugehörige Daumenrad 12 Daumen. Der Hauptstrommotor läuft bei 8,5 PS mit 700 Uml./min.

Aus diesen Werthen folgt unter Berücksichtigung der eingeschalteten losen Rolle die Hubgeschwindigkeit mit voller Last

$$v = \frac{12 \cdot 0,06}{2} \frac{1}{4} \frac{1}{4} \frac{1}{5} 700 = 3,15 \text{ m/min.}$$

Nach meinen Messungen wurde mit einer Belastung von 6544 kg am Haken eine Hubgeschwindigkeit von 3,6 m/min erreicht und ein Verbrauch an elektrischer Energie von nur 7 PS festgestellt, so dass der Wirkungsgrad des ganzen Windetriebwerkes, einschliesslich der Motorverluste, den günstigen Werth 0,75 hat, und die Verhältnisse auch für Vollbelastung sehr gut gewählt sind. Leer verbrauchte die Winde 2 PS zum Heben und 1,5 PS zum Senken, während der belastete Haken mit einem Stromverbrauch von etwa 2 Amp. zum Lüften des Bremsmagneten selbstthätig niedergeht. Die Hubgeschwindigkeit des leeren Hakens steigerte sich durch die geringe Belastung des Hauptstrommotors auf 6,6 m/min, also auf ungefähr das Doppelte der für volle Last. Die Vorschaltwiderstände der von Lahmeyer mit Bremsstufen gelieferten Schaltwalzensteuerung vermitteln für alle Laststufen beträchtliche Verminderungen der regelrechten Geschwindigkeit.

Die Daumenrolle ist oben von einem gusseisernen Schutzbügel umschlossen und darunter zwischen dem auf- und ablaufenden Trum ein Abstreifer aus Gusstahl angeordnet, um Kettenglieder, die etwa in den Zahnlücken hängen bleiben, frei zu machen. Das ablaufende Trum hängt sich in üblicher Weise mit den von 3 m zu 3 m verlängerten Kettenbolzen auf der schiefen Gleitbahn in Schlingenform auf.

Das Kugellager des Hakengeschirres enthält für 10 t Last 22 Kugeln von 16 mm Durchmesser in ausgekehlten Stahlrillen und beschränkt damit die spezifische Pressung  $k$  in der bekannten Beziehung  $P = k i d^2$  auf rund 180 kg/qcm, bleibt also ganz innerhalb der zulässigen Grenze von etwa 200 kg/qcm.

Die Haltbremse auf der Motorwelle, Fig. 686 u. 688, ist als Doppelbackenbremse, nach dem Vorbild von Örlikon, Fig. 193, S. 235, gebaut und wird durch ein eisengeschlossenes Solenoid mit Dämpferkolben gesteuert.

Die Backen liegen hier nur im höchsten und tiefsten Punkt, statt wie in Fig. 193 in den Endpunkten des wagerechten Durchmessers an, und die verschiebbare Kuppelstange zwischen beiden Klotzhebeln muss daher für den Betrieb in der Gleithülse durch eine Klemmschraube festgehalten werden, um störendes Schleifen des oberen Klotzes durch Eigengewicht zu verhüten. Nach dem Festklemmen der Kuppelstange, im selbstthätig gespannten Zustande der Bremse, öffnen und schliessen sich die Backen vollkommen symmetrisch und verlangen daher nur ganz kleines Lüftspiel im Gegensatz zu Gliederbremsen mit Holzfutter, die ausserdem am Umfang meist durch eine Reihe von Stellschrauben abgestützt werden müssen, um gleichmässiges Lüften in ihrer ganzen Umspannung zu sichern.

Der Hauptstrommotor des Katzenfahrwerkes läuft bei einer Leistung von 2,5 PS mit 900 Uml./min. Das erste am Motor gelagerte Vorgelege, Fig. 686 bis 688, S. 831, besteht aus einem 34 zahnigen Ritzel aus Atlasstahl von nur  $2\pi$  Theilung und 80 mm Zahnbreite. Das gusseiserne Gegenrad enthält 170 Zähne. Beide sind spielfrei gefräst. Für das zweite Vorgelege sind 15 und 60 Zähne mit  $t = 8\pi$  gewählt. Für das dritte Vorgelege sind die Spurkränze der Gussstahllaufäder als Zwillingss Zahnkränze ausgefräst und arbeiten mit zwei auf gemeinschaftlicher Vorgelegewelle sitzenden Ritzeln zusammen, die je über die ganze Laufradbreite fortgreifen.

Mit den aus den Figuren 686 u. 687 zu entnehmenden Übersetzungen und 400 mm Laufraddurchmesser fährt die Katze bei 900 Uml./min des Motors

$$0,4\pi \frac{34}{170} \cdot \frac{15}{60} \cdot \frac{14}{43} \cdot 900 = 18,4 \text{ m/min.}$$

Durch Walzenlager in den Laufradnaben und ballig gedrehte Laufflächen des Umfanges fällt der Fahrwiderstand so niedrig aus, dass bei der Prüfung wesentlich höhere Werthe gemessen wurden, weil der  $2\frac{1}{2}$  PS-Hauptstrommotor für diese Verhältnisse sehr reichlich bemessen ist. Die Katze beanspruchte leer, mit 2600 kg Eigengewicht, nur 0,7 PS einschliesslich der Verluste im Motor selbst, und erreichte dabei eine Fahrgeschwindigkeit von 34,2 m/min, die auch angenähert wieder auftrat, als die Katze mit 6544 kg belastet wurde, während der Energieverbrauch dabei nur auf 0,9 PS stieg. Hiernach würde für die vorliegende Konstruktion auch bei Vollbelastung bereits ein Motor von 1 bis 1,5 PS genügt haben.

**Zweimotoren-Katze eines 25 t-Krahns für die Maschinenbau-Gesellschaft  
Karlsruhe mit Wahlström'scher Senksperrbremse.**

Von der Maschinenfabrik Esslingen, Abtheilung Cannstatt.

Die Triebwerke, Fig. 689 und 690, S. 834, bestehen je aus 3 Stirnräderübersetzungen mit langsam laufendem Hubmotor von 14,5 PS bei  $n = 320$  Uml./min und schnelllaufendem Fahrmotor von 4,6 PS bei  $n = 1150$ , beide als Hauptstrommotoren für 210 V gebaut. Die Last hängt an einer Flasche mit Zwillingssrollen in zwei Seilschlingen, also an vier Strängen eines Seiles, dessen Enden durch die entgegengesetzten Nuthenwindungen der beiden Trommelhälften gleichzeitig auf- oder abgewickelt werden.

Der Durchmesser der Ausgleichrolle  $a$ , welche die ruhende Seilschlinge trägt, ist, unabhängig vom Abstand der Zwillingssrollen in der Unterflasche, sehr reichlich gewählt. Zwei Leitrollen drängen die Seilstränge der Schlinge unmittelbar unter  $a$  auf den Abstand der Zwillingssrollen zusammen. Von diesen Leitrollen ist im Katzenlängsschnitt  $AB$ , Fig. 689 nur die eine,  $b$ , sichtbar, die andere liegt davor. Im Grundriss, Fig. 690, sind beide durch die darüber liegende Ausgleichrolle  $a$  verdeckt.

Fig. 689.

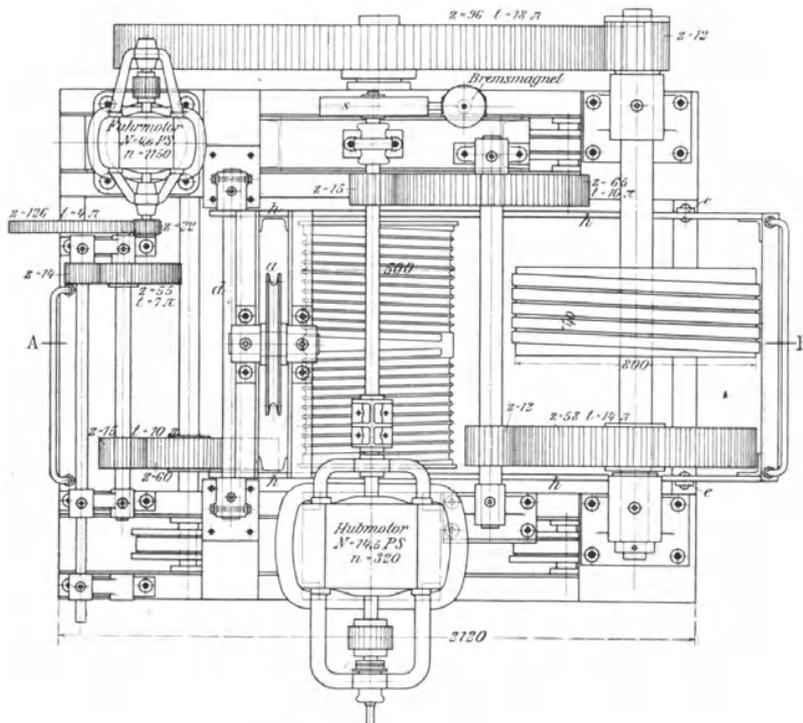
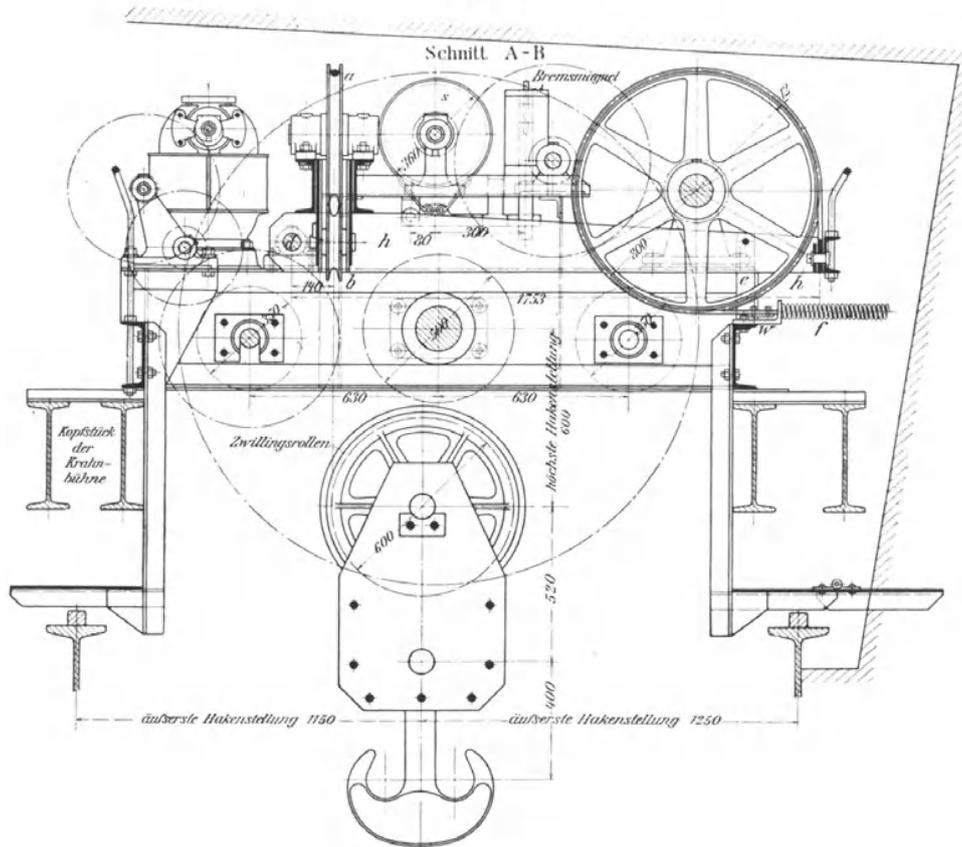


Fig. 690.

Die Katze ist, abweichend von sonstigen Ausführungen mit zwei Podesten an den Stirnflächen ausgerüstet, die auch von hier aus die Triebwerktheile und Lager leicht zugänglich machen, aber so tief am Katzenwagen befestigt sind, dass sie in den Endstellungen der Katze, wie in Fig. 689 angedeutet, unter den Kopfträgern der Bühne durchgehen, also die nutzbare Fahrbahnlänge nicht beschränken. Geländergriffe am Katzenwagen geben dem Krahnführer beim Betreten dieser Podeste den nöthigen Sicherheitshalt.

Der Grundgedanke der Wahlström'schen Senksperrbremse, — vergl. S. 279, D.R.P. 114371 — die Last zum Spannen der Bremse zu benutzen, ist im vorliegenden Fall in der Weise verwerthet, dass die Bremsscheibe auf der ersten Vorgelegewelle der Trommel angeordnet ist und der Lastzug durch eine entsprechende Hebelübersetzung auf das freie Spiralbandende übertragen wird.

Der Hebel ist in Form eines kräftigen Wipprahmens aus zwei Flacheisen  $hh$  hergestellt, die im Katzengestell zu beiden Seiten der Trommelstirnflächen liegen und untereinander durch ihre Drehachse  $d$ , zwei  $\square$ -Eisenquerträger zur Aufnahme der Ausgleichrolle  $a$  und vorn durch ein drittes leichteres  $\square$ -Eisen verbunden sind, das mit einem eingesetzten Zapfen in das passend ausgebildete Auge des freien Bremsbandendes eingreift. Das andere Bandende wird durch eine Spiralfeder  $f$  zur Herstellung des Reibungschlusses an der Bremsscheibe gespannt.

Die Ausgleichrolle des Flaschenzuges belastet als Träger der ruhenden Seilschlinge den Hebel mit der halben Nutzlast  $Q$ , also bei  $Q = 25$  t mit 12500 kg im Abstände 140 mm von der Drehachse, und somit das Spiralbandende, bei 1753 mm Gesamtlänge des Hebels mit

$$\frac{12500 \cdot 140}{1753} = \sim 1000 \text{ kg.}$$

Andererseits berechnet sich die Umfangskraft der Bremsscheibe, welche von der Lasttrommel durch die Räderübersetzung 1:8 bei 500 mm Trommel- und 800 mm Brems Scheibendurchmesser übertragen wird, zu

$$12500 \cdot \frac{500}{800} \cdot \frac{1}{8} = \sim 977 \text{ kg.}$$

Der Unterschied zwischen beiden Werthen vergrößert sich durch den Einfluss des nicht unerheblichen Eigengewichtes des Hebelwerkes und durch die Abschwächung der treibenden Umfangskraft an der Bremsscheibe durch die Reibungswiderstände des Vorgeleges, bleibt aber immerhin in mässigen Grenzen.

Beim Lastheben dreht sich die Windentrommel dem Uhrzeigerlauf entgegen, die Bremsscheibe also im Sinne des Uhrzeigers und nimmt das Bremsband durch den Reibungschluss seiner nahezu fünffachen Umschlingung unter geringer Erhöhung der Federspannung  $f$  mit. Der angehängte Bremshebel vollführt einen kurzen Ausschlag nach unten, bis sich seine senkrecht angenieteten Flacheisenfüsse  $e$  auf das Katzengestell aufsetzen und dadurch die Hebelbelastung abgefangen wird, also die von der Bremsscheibe zu überwindende Umfangsreibung auf die Grösse der Federspannung am anderen Bandende herabsinkt. Dies liefert eine unmerkliche Mehrbelastung des Motors beim Heben der Last. Nach dem Abstellen des Motors sind die Gleichgewichtsbedingungen für die freischwebende Ruhelage der gehobenen Last erfüllt.

Beim Lastsenken wird die Winde vom Motor umgekehrt angetrieben, die Bremsscheibe läuft dem Uhrzeigersinn entgegen, zieht den Belastungshebel durch den Reibungschluss des Spiralbandes nach oben und entspannt die Feder  $f$  am anderen Ende bis auf einen gewissen Grenzwert, der durch

einen Anschlag für das zurückweichende Bandende gegen das Winkeleisenwiderlager  $w$ , Fig. 691, nach Bedarf geregelt werden kann.

Die Brems Scheibe dreht sich unter der Bandumschlingung und hat den Hebel gelüftet zu halten, also die vom Hebelende geäusserte Zugkraft, abzüglich der geringen Gegenspannung der Feder  $f$  als Umfangskraft zu leisten. Andererseits unterstützt aber der Lastzug an der Trommel durch das Rädervorgelege den Senkdrehsinn der Brems Scheibe nach den vorangestellten Ermittlungen mit annähernd gleich grosser Kraft und setzt die von aussen zuzuführende Energie auf die Differenz der entgegengesetzten Kraftleistungen herab, die durch geeignete Wahl der Verhältnisse, wie die obigen Zahlenwerthe zeigen, verhältnissmässig sehr klein ausfällt.

Der Überschuss der Hebeleinwirkung unterstützt den Eintritt der Ruhelage beim Abstellen des Motors durch die Neigung, die Scheibe im Sinne des Senkens bis zum Aufsitzen des Hebels zurückzudrehen. Ausserdem tritt aber auch mit dem Abstellen des Motors noch die elektromagnetisch bethätigte Haltbrems Scheibe  $s$  für den Abschluss des Hebens und Senkens sofort in Thätigkeit.

Die Senksperrbremse besitzt die Eigenschaft, dass sich ihre Kraftäusserung selbstthätig nach Massgabe der Windenbelastung regelt, weil diese auf den Bremshebel übertragen wird, und erfordert nur eine ausreichende Umschlingung, um die grösste auftretende Umfangskraft mit Sicherheit durch den Reibungschluss zu übertragen, ohne eine störend kräftige Spannfeder nöthig zu machen.

Das Beispiel zeigt, wie die Wahlström'sche Bremse sich auch in konstruktiver Hinsicht bei schweren Krahnern trotz der grossen Armlängen des Hebelwerkes einfach und ohne vermehrten Platzbedarf geschickt in die Gesamtanordnung der Katzenwinde einbaut, mit mässigem Kraftverbrauch arbeitet und die Schwierigkeiten beseitigt, mit denen andere Senksperrbremsen zu kämpfen haben, denn sie kann sich weder festklemmen noch bei der vollkommen freien Bauart und geringen Umlaufzahl störend erhitzen, und behält wegen der geringen Temperaturänderungen auch einen ziemlich konstanten Reibungskoeffizienten. Im vorliegenden Fall führt die Bremswelle bei 1,5 m Hubgeschwindigkeit der Last i. d. Minute  $\sim 15$  Umdrehungen aus. Die Senkarbeit beträgt nach S. 281 etwa 10 v. H. der Hubarbeit.

Festfressen und Bruchgefahren sind ausgeschlossen, denn der Querschnitt des Bremsbandes wird bei 12 mm Dicke und 40 mm Breite noch nicht mit 300 kg Zug auf das qcm beansprucht, gestattet also selbst für schwere Krahne noch bei sehr mässiger Anstrengung genügend schmiegsame Stärke und sicheres Anliegen, wenn man das Band auf der Drehbank ausdreht.

Beachtenswerth ist die sinnreiche Einstellvorrichtung der Spannfeder Fig. 691. Das Bremsbandende tritt durch einen rechteckigen Schlitz des Winkeleisenwiderlagers in den Hohlraum der Schraubenfeder und endigt in Form eines runden Schraubenbolzens mit Gewinde. Vor der Stellmutter liegt eine glatt über den Bolzen geschobene Hülse mit seitlich angeschmiedeten blattförmigen Lappen, die für den Durchtritt der Federwindungen nach der Ganghöhe der Feder mehrfach durchbohrt sind und sich daher vor- oder zurückschrauben und durch die Bolzenmutter feststellen lässt, um die Arbeitslänge der Feder je nach Bedarf zu verkürzen oder zu verlängern.

Die Ausweichstrecke des Bremsbandes beim Senken der Last und damit der Grad der Federentlastung ist durch den bereits erwähnten Anschlag, eine kurze mit Kopfschrauben angeklebte Flachschiene begrenzt, die sich beim Zurückweichen der Feder gegen das benachbarte Winkeleisen legt und innerhalb der Schlitzlänge der Schraubenlöcher im Bremsband beim Montiren versetzt werden kann.

Durch diesen Anschlag und die Begrenzung des Hebelausschlages in der anderen Richtung mittelst der Hebelstützfüsse bewegt sich das Federpiel in engen, für die Lebensdauer unbedenklichen Grenzen. Der Hebelausschlag erfolgt unter der sanften Wirkung des Spiralbandes bei der geringen Umfangsgeschwindigkeit der Bremsscheibe ebenfalls sanft.

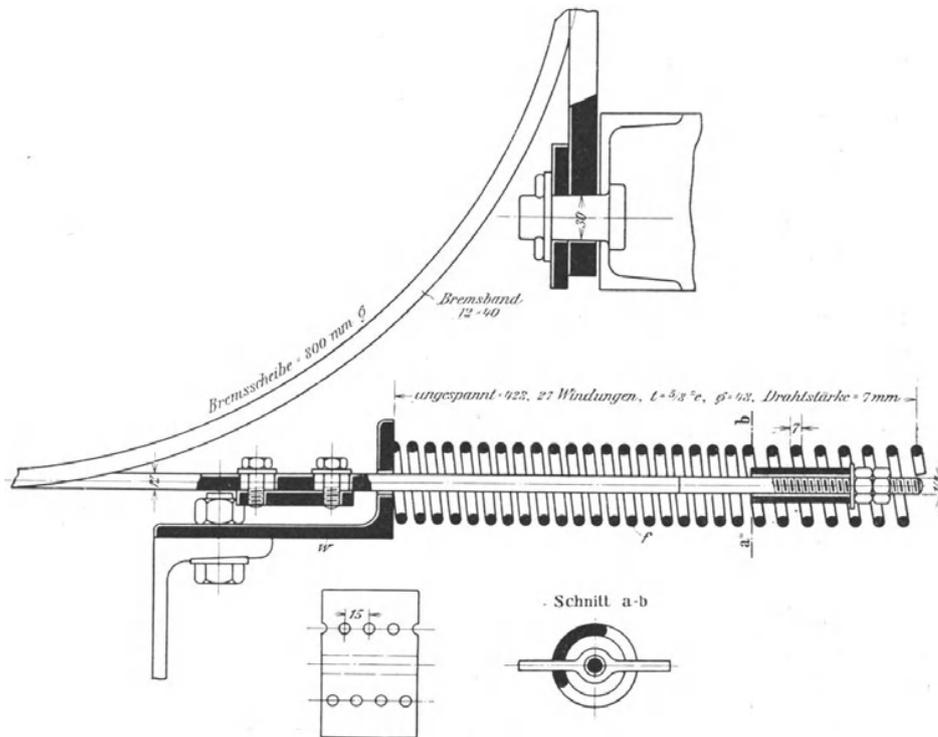


Fig. 691.

Um zu verhindern, dass sich beim Spannungswechsel des Bremsbandes dasselbe nur am entlasteten Ende von der Trommel abhebt, ohne dass der Rest der Umschlingung am Lüften theilnimmt, werden parallel zur Trommelachse über den Umfang einige Schienen mit Stellschrauben vertheilt, die das Abbiegen an den Enden beschränken und über die ganze Wicklung in geeigneter Weise vertheilen.

#### Zweimotoren-Laufkatze von L. Stuckenholz für 25 t mit Oberflasche zwischen den Trommeln.

Stuckenholz legt für Lasten von 25 t und darüber den Hubmotor in die Katzenmitte quer zur Fahrriichtung und senkrecht dazu in die andere Mittelachse die beiden Trommeln zur Aufnahme der Seilenden eines Zwillingsrollenzuges, dessen Anordnung der schematischen Skizze, Fig. 49 und 50, S. 60, für fortlaufend gleichen Biegungssinn des Seiles bei sechs tragenden Strängen und der Übersetzung 1:3 entspricht. Die mittlere Rolle der Unterflasche bildet hierbei die Ausgleichrolle für ungleiche Seildehnungen, und die Oberflasche ist zur vollkommenen Ausnutzung der Krahnhöhe für den Lasthub zwischen die inneren Trommelstirnflächen eingebaut. Hierzu dient das Stahlgussgehäuse, Fig. 695 bis 697, das von oben zwischen die inneren Träger der Trommelwellenköpfe eingesenkt wird und sich mit seitlichen Leisten auf diesen Blechen abstützt. Die Rollenachse ist schräg ge-

stellt, um Seitenreibungen des Seillaufes zwischen Ober- und Unterflasche ganz zu vermeiden. Die Centralschmierung der Rollenachse kann durch ein nach oben geführtes Rohr mit Staufferbüchse bequem bedient und das ganze Rollengehäuse zum Nachsehen herausgehoben werden, sobald man die Kuppelung der darüber liegenden Motor-Schneckenwelle löst und die Schneckenwelle selbst entfernt.

Die Trommeln laufen mit ihren Stirnrädern fest verbunden lose auf ihren festgehaltenen Achsen in entgegengesetzter Richtung um, vom Motor durch ein Schneckengetriebe mit gegabeltem Stirnrädervorgelege angetrieben, das nach der schematischen Skizze, Fig. 50, S. 60, für den Seillauf mit dem umgekehrten Antrieb der einen Trommel auf diese noch mit einem Zwischenrade arbeitet, und die excentrische Versetzung der beiden Trommelachsen gegeneinander bedingt. Die Kraftvertheilung in den beiden Getriebezweigen ist vollkommen gleichmässig und der Hakenhub genau senkrecht.

Die Scheibe der Haltbremse sitzt fliegend auf dem Kopf der Schneckenwelle und wird durch einen Natalis'schen Kniehebel-Bremsmagnet von Schuckert — Bd. II, S. 200 — bethätigt. Die Motorsteuerung ist ebenfalls von Schuckert bezogen und besitzt die Bremsstufeneinrichtung mit Selbstbremsung des Ankers, Bd. II, S. 297.

Der Fahrmotor liegt auf einer Seite der hierfür etwas über die Laufräder ausgekragten Katze und

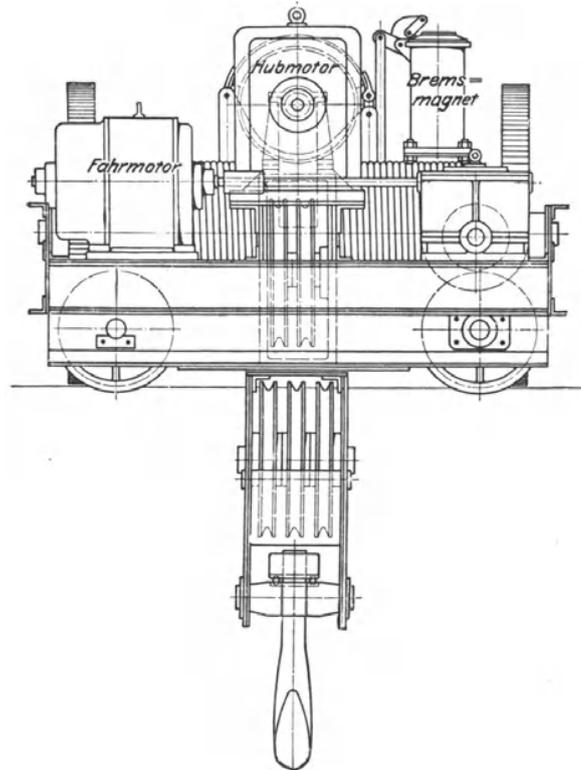


Fig. 692.

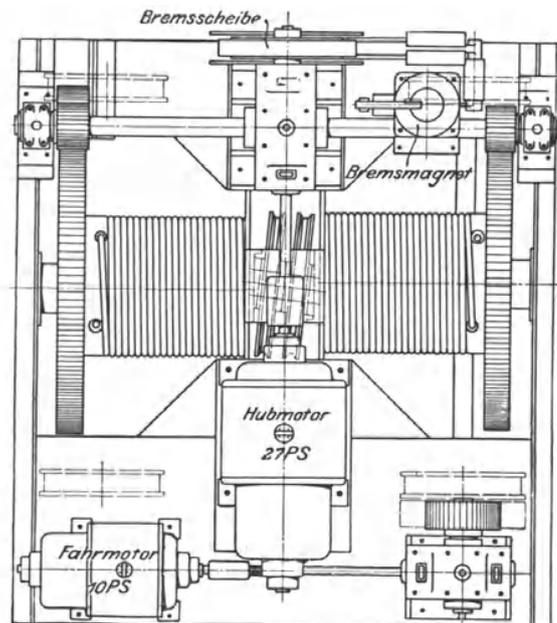


Fig. 693.

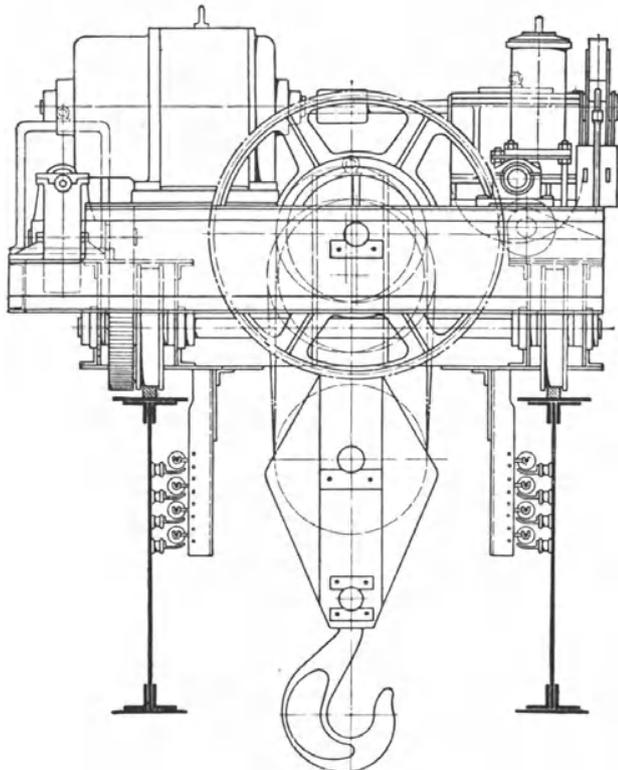


Fig. 694.

äussersten Katzenstellungen eine Annäherung des Krahnhakens an die Laufschienen der Krahn Bühne bis auf 1,2 m gewonnen.

In die Unterflasche ist ein den Rollen sich anschmiegender Schutzboden eingietet, um bei Giesserei- und Schmiedekrahnen die Wärmestrahlung von den Seilen abzuhalten und nöthigenfalls den Schutz noch durch eine Ölfüllung des Gehäuses erhöhen zu können, die dann gleichzeitig eine nützliche selbstthätige Schmierung für die Seile liefert.

Die Hubgeschwindigkeit des Hakens ist zu 3,4 m/min, die Katzenfahrgeschwindigkeit aussergewöhnlich hoch zu 40 m/min angenommen.\*)

**Elektrischer Laufkrahne mit Zwillingsmotoren für die Lastwinde zum Reguliren der Hubgeschwindigkeit mit zwei Fahrwerkmotoren.**

Ausgeführt von Fried. Krupp, Grusonwerk, für die Union Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.  
25 000 kg Tragkraft, 18 m Spannweite und 10 m Hub.

Der auf Taf. 63 dargestellte Krahne bedient in Gemeinschaft mit einem zweiten, ähnlich gebauten, dessen Ausführung der Berlin-Anhaltischen Ma-

\*) Weitere Angaben und Konstruktionszeichnungen hierfür und für einen 30 t-Laufkrahne mit Hilfswinde, sowie eine 10 t-Laufkatze von Stuckenholz siehe in dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung, Z. d. V. d. I. 1903, S. 17 u. f.

arbeitet mit Schneckengetriebe und einfacher Stirnräderübersetzung auf die in gusseisernen Rosetten drehbar gelagerte vordere Achse, deren Laufräder aufgekeilt sind. Die hintere Laufachse ist in den Katzenwangen festgehalten und mit lose laufenden Rädern ausgestattet.

Die ganze Katze ist so gebaut, dass keine Theile unter die Unterkante ihrer Laufschienen hinabreichen und gestattet daher, so weit es das Lastgehänge zulässt, auch dann die Fahrbahn bis über die Kopfstücke der Bühne auszunutzen, wenn der Hauptträger wegen geringer Profilhöhestumpf gegen dieselben angeschlossen werden. Hierdurch wird in den

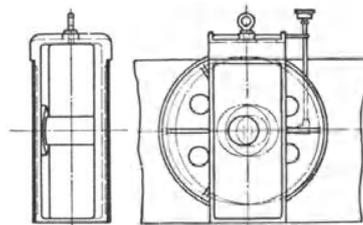


Fig. 695.



Fig. 696 u. 697.

schienenbau-Aktiengesellschaft übertragen war, die grosse Halle der in Berlin gelegenen Fabrik der Union. Die Laufbahn ist so hoch gelegt, dass auch Lasten aus dem unteren Werkstättenraum auf altanartige Vorbauten der Gallerie abgesetzt werden können, auf der leichtere Arbeitsmaschinen untergebracht sind.

Mit Rücksicht auf die grosse Länge der Halle und die starke Benutzung der beiden Krähne, die den ganzen Lastverkehr in dem riesigen Raum zu bewältigen haben und für die kleinsten, wie für die grössten Lasten gebraucht werden, sind ziemlich hohe Betriebsgeschwindigkeiten gewählt. Das Heben der vollen Last kann noch mit 3 m in der Minute erfolgen und die Längsfahrtgeschwindigkeit der Bühne bis auf 60 m, die Querfahrtgeschwindigkeit der Laufkatze bis auf 15 m in der Minute gesteigert werden. Alle Geschwindigkeitsabstufungen werden durch das elektrische Steuerwerk der Motoren vermittelt.

Die Lastwinde mit ihrer Betriebsmaschine und der Motor für das Katzenfahrwerk sind in üblicher Weise zur vollen Ausnutzung der Spannweite für die Fahrbahn auf der Laufkatze selbst untergebracht. Der Führerkorb ist unterhalb des Laufsteges an dem einen Bühnenende aufgehängt, so dass er die Katzenfahrbahn bis ans Ende frei lässt und dabei dem Krähnführer vollen Überblick über die Lastbewegungen gewährt. Der Längsfahrmotor liegt in der Mitte unter dem Laufsteg, auf dem die Lager für die Vorgelegewelle der Bühnenlaufräder stehen. Alle Triebwerktheile sind somit für die Wartung leicht zugänglich.

Die Hauptzuleitungsdrähte befinden sich neben der Bühnenfahrbahn, Bd. II, Fig. 406, S. 444. Der von hier durch Schleifkontakte abgenommene Strom geht zunächst durch einen Handausschalter und durch einen selbstthätigen Starkstromausschalter im Führerkorb und verzweigt sich dann einerseits nach dem Bühnenfahrmotor, andererseits in eine Reihe von Leitungen, die auf der Innenseite eines der beiden Hauptbühnenträger, wie in Fig. 7 und 8, Taf. 48, gegen zufällige Berührung geschützt verlegt sind, und von denen die Katze den Strom für ihre Motoren abnimmt. Alle Motoren sind umsteuerbar. Sie werden durch drei getrennt aufgestellte Schaltwalzen im Führerkorb bedient, wo auch der gusseiserne Anlasswiderstand untergebracht ist.

Mit Rücksicht auf ein kräftiges Anzugmoment und selbstthätiges Anpassen der Motorgeschwindigkeit an die stark wechselnden Belastungsverhältnisse sind, wie bei allen vorstehend beschriebenen Mehrmotorenkrähnen, Hauptstrommotoren gewählt, um kleine Lasten möglichst schnell heben und fahren zu können. In jedes der drei verschiedenen Triebwerke ist eine magnetische Lüftbremse mit hölzernen Keilbacken eingebaut, die selbstthätig einfällt, sobald der Führer den Strom für den zugehörigen Motor abstellt. Mit diesem Hilfsmittel und mit der Schaltregulierung kann der Führer auch beim Lastsenken das Durchgehen der Motoren wirksam verhindern. Die Geschwindigkeit der Fahrwerke wird ausschliesslich durch Vorschalten von Widerständen geregelt.

Für die Lastwinde sind zwei Motoren *A* und *B* als Zwillingmotoren gekuppelt, theils um angesichts der grossen Nutzlast die Leistung auf zwei kleinere Motoren von je 25 PS bei 500 minutlichen Umdrehungen und 500 Volt Betriebsspannung zu vertheilen, theils um die Stromstösse für die eigene Centrale der Fabrik zu beschränken, der gleichzeitig der Lichtbetrieb zufällt.

Der wesentliche Vorzug der Zwillingmotoren liegt darin, dass sie nach Belieben hintereinander oder parallel geschaltet werden können, und dass hierdurch nicht nur der Anlaufstrom, sondern auch die Geschwindigkeit im Verhältniss von etwa 1 : 2 abgestuft werden kann, also auch in Verbindung

mit Vorschaltwiderständen die Regulirfähigkeit, unter erheblicher Beschränkung nutzloser Stromverluste, wesentlich gesteigert wird. \*)

Durch Hintereinanderschalten der Anker der beiden miteinander gekuppelten Motoren *A* und *B* wird ohne Vorschalten von Widerständen die Umlaufgeschwindigkeit auf die Hälfte der vollen, mit Parallelschaltung erreichbaren beschränkt. Dadurch fällt auch der Anlaufstrom entsprechend kleiner aus, als für einen einfachen, doppelt so grossen Motor. Gleichzeitig genügen erheblich kleinere Anlasswiderstände. Mit der Beschränkung der Geschwindigkeit sinkt freilich auch die absolute Arbeitsleistung in der Zeiteinheit auf die Hälfte der Leistung für Parallelschaltung der beiden Anker, aber im Krahnbetrieb ist diese starke Beschränkung der Geschwindigkeit erwünscht, um schwere Lasten langsam in Bewegung zu setzen und gebotenenfalls erst im Laufe der Bewegung die Geschwindigkeit zu steigern, damit die Beschleunigungswiderstände nicht zu plötzlich und zu stark auftreten, und weil grosse Lasten überhaupt vorsichtiger behandelt werden müssen.

Die Schaltwalze zum Steuern des Doppelmotors ist so gebaut, dass beim Anheben des Steuerhebels beide Motoren hintereinander geschaltet anlaufen und in dem Masse, wie Widerstände abgeschaltet werden, ihre Geschwindigkeit bis auf die halbe Umlaufzahl der Parallelschaltung steigern. Durch Weiterschalten verwandelt sich die Hintereinanderschaltung in Parallelschaltung, wobei anfangs zum Schutz gegen die Stromschwankungen des Überganges der Strom wieder durch ausreichende Widerstände geleitet wird, die erst allmählich kurz geschlossen werden und damit das Anwachsen der Motorgeschwindigkeit bis zur oberen Grenze regeln.

Schaltwalzen und Motoren sind von der Union selbst hergestellt und staubdicht eingekapselt.

Im vorliegenden Fall ist die Bremsscheibe *E* der magnetischen Bremse zwischen beide Motoren und das Wurmgetriebe *F* hinter dieselben gelegt. Empfehlenswerther ist der Einbau von *F* zwischen *A* und *B*, weil die Anlage dann ohne weiteres auch bei etwaiger Zerstörung des einen Motors noch mit dem anderen betriebsfähig bleibt.

Die Windenmotoren arbeiten mit dem Wurmgetriebe *F* und doppeltem Stirnrädervorgelege auf die Seiltrommel, welche die beiden Enden einer doppelten Seilschlinge aufnimmt, die in ihrer herabhängenden Strecke die doppelrollige Lasthakenflasche trägt und am anderen geschlossenen Ende über die Tragrolle *G* in der Laufkatze gelegt ist. Die Last wird also von 4 Seilquerschnitten aufgenommen, und die Aufhängung des Seiles an der Rolle *G* vermittelt in der jetzt verbreiteten Anordnung der Zwillingrollenzüge selbstthätig den Ausgleich der Seillängen in den beiden Schlingenzweigen bei etwa auftretenden Dehnungsverschiedenheiten. Die beiden Rollen der Hakenflasche wirken für die Gesamtübersetzung zwischen Motor und Seiltrommel nur wie eine einzige lose Rolle.

Der Hauptstrommotor *C* für das Katzenfahrwerk leistet mit 500 minutlichen Umdrehungen 7 PS und arbeitet mit Wurmgetriebe und einfacher Stirnräderübersetzung auf die eine Radachse der Laufkatze. Die in der Zeichnung nicht dargestellte Bremsscheibe der magnetischen Bremse sitzt auf der Motorachse.

Der Motor *D* für das Bühnenfahrwerk hat dieselben Abmessungen wie die Hubmotoren, und leistet mit 500 minutlichen Umgängen 25 PS. Für den Antrieb der Laufräder sind hier ausschliesslich Stirnräder verwendet, die sich auf drei Vorgelege vertheilen. Das schnelllaufende Rad auf der Motorachse ist aus Rohhaut hergestellt. Die Bremsscheibe *H* der zugehörigen magnetischen Bremse befindet sich auf dem hinteren Wellenkopf der Motorachse.

\*) Vergl. Bd. II, S. 53 und S. 306.

Die gusseisernen Zahnräder sind in Blechkapseln eingeschlossen, deren unterer Theil als Öltrog dient, so dass die Räder ständig in einem Ölbad laufen.

Der Krahn enthält, obwohl bereits im Jahre 1898 beschafft, nach dem Vorstehenden im wesentlichen schon alle Einrichtungen neuester Bauart und ist als eins der bahnbrechenden Vorbilder zu bezeichnen.

**Dreimotoren-Laufkatze für 30 t mit Hilfswinde für 5 t von der Benrather Maschinenfabrik.**

Das Bestreben in grossen Montirungshallen die ganze Hallenlänge oder wenigstens möglichst lange Strecken mit einem einzigen Krahn zu beherrschen, um Umladungen von einem Krahn zum nächsten beim Durchgangstransport von Werkstücken zu vermeiden, steigert gleichzeitig die Anforderungen an die Arbeitsgeschwindigkeiten in dem Mass, wie das Arbeitsgebiet der Krahne vergrössert wird.

Die Abhängigkeit der Hubgeschwindigkeit von der grössten Nutzlast und der Motorgrösse bleibt auch bei der jetzt fast allgemeinen Verwendung von Hauptstrommotoren innerhalb gewisser Grenzen derart bestehen, dass zwar kleinere Lasten entsprechend schneller, als die grösste gehoben werden, aber selbst mit besonderer Geschwindigkeitsregulirung, in den Grenzen 1 : 3 bis 1 : 4, heben grosse Krahne von 20 t und mehr Tragfähigkeit mit einer einzigen Katzenwinde für alle Lastgrössen, die kleineren Lasten in stark beanspruchten Werkstätten unvortheilhaft langsam. Soweit die Geschwindig-

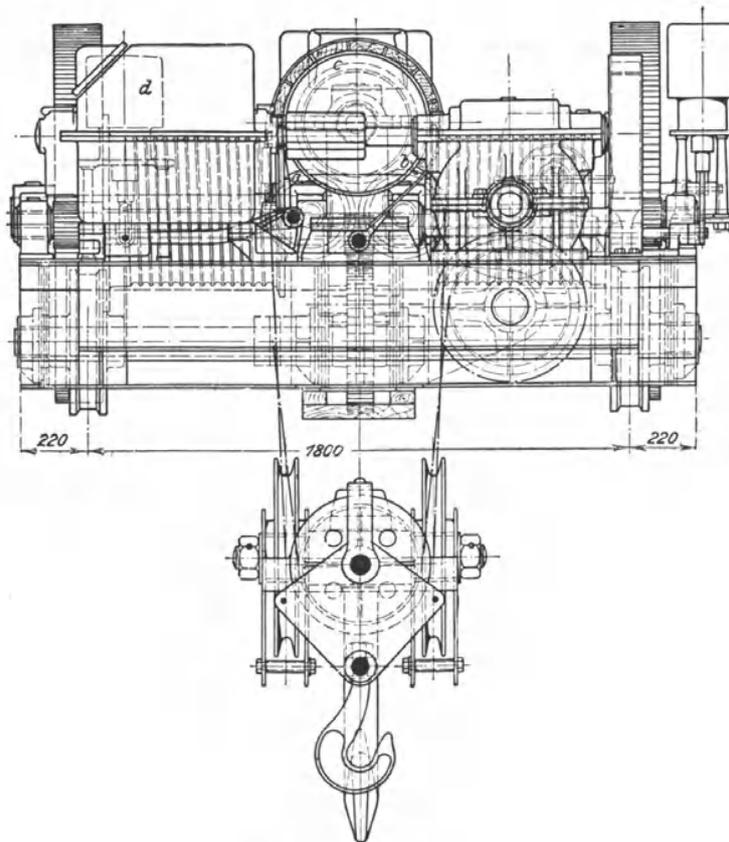
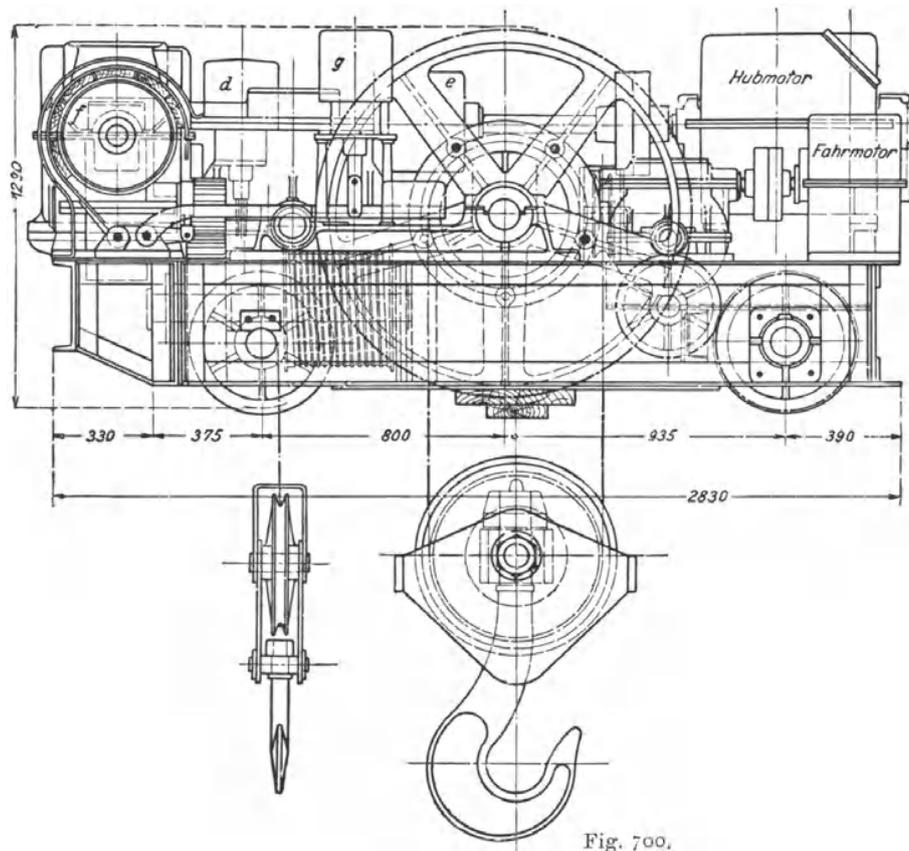
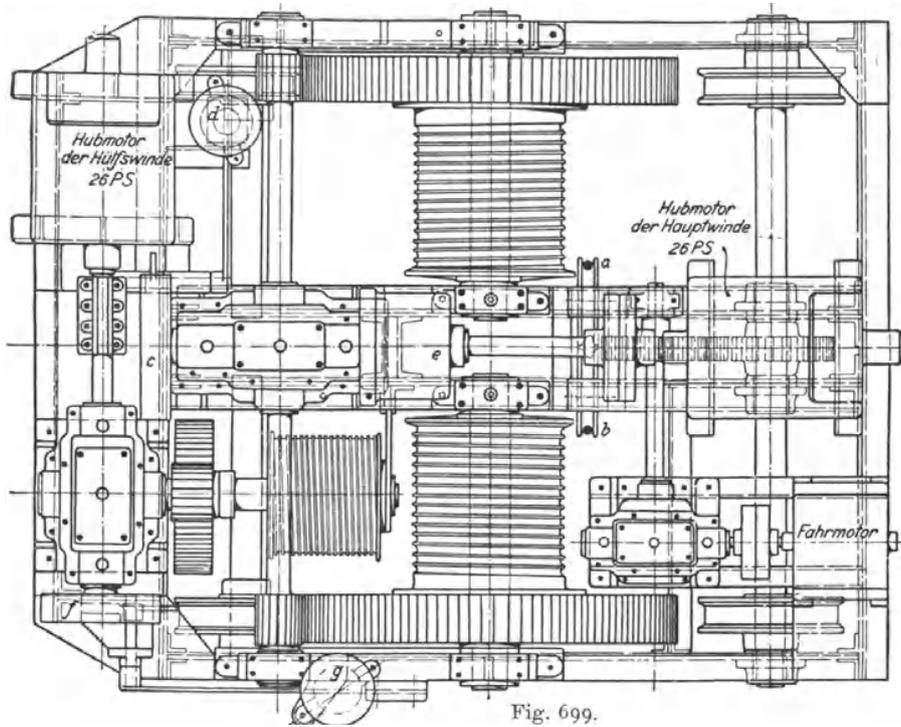


Fig. 698. 1 : 25.



keitsfrage allein in Betracht kommt, gewährt die kurz vorher besprochene Anwendung von Doppelmotoren mit Reihen- und Parallelschaltung, oder das mechanische Stufengetriebe von Becker, S. 157, die Möglichkeit, die Geschwindigkeitsgrenzen erheblich weiter auseinanderzurücken. Ein anderer Ausweg bietet sich durch Ausrüstung der Katzen mit einer besonderen Hilfswinde mit grosser Hubgeschwindigkeit für kleine Lasten. Diese Bauart kommt vor allem in Betracht, wenn man Werkstücke nicht nur einfach zu heben, sondern auch noch schwebend zu kippen oder zu wenden hat, wie bei manchen Montirungen, bei Giesspfannen, Schmiedearbeiten u. s. f.

Figur 698 bis 700, S. 842 und 843, geben die Katzenanordnung der Benrather Fabrik mit Hilfswinde wieder.\*)

Der Hubmotor der Hauptwinde für 30 t steht in der Längsachse der Katze und arbeitet durch ein doppelgängiges Schneckengetriebe mit der Übersetzung 2:42 auf das nach beiden Trommelhälften symmetrisch verzweigte Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 13 und 104 und der Theilung  $t = 12\pi$ . Beide Trommeln sind mit ihren Stirnrädern verschraubt und laufen lose auf festgehaltenen Achsen, die nur zum bequemeren Montieren in zweitheilige Lager eingelegt sind. Die freie Bauart vermeidet Drehanstrengungen in den Trommelwellen und sichert vollkommen gleichmässige und selbstthätige Lastvertheilung auf die beiden Triebwerkzweige. Die Last hängt an vier Seilsträngen in einem zweirolligen Zwillingsflaschenzug mit der Übersetzung 1:2, dessen ruhende Seilschlinge über die Ausgleichrollen *ab*, Fig. 698 und 699, gehängt ist, und dessen Seilenden von den beiden Trommeln aufgenommen werden. Die Last steigt also vollkommen senkrecht auf und hebt sich bei 500 mm Trommeldurchmesser und 540 Uml. des 26 PS-Motors für die Grenzlast mit

$$v = \frac{0,5 \cdot \pi \cdot 540}{2} \cdot \frac{2}{42} \cdot \frac{13}{104} \sim 2,5 \text{ m/min.}$$

Der geschickte Einbau des Motors zwischen den beiden Trommeln rückt mit diesen auch die Rollen der Unterflasche, Fig. 698, auseinander und gestattet dadurch den Haken mit seinem Kugellager unmittelbar in der Rollenachse selbst aufzuhängen.\*\*) Hierdurch wird nicht nur die Baulänge der Flasche verkürzt, sondern auch die Möglichkeit geboten, die Flasche soweit in die Katze hinaufzuziehen, bis der Kugellagerkopf des Hakens gegen die hölzerne Pufferbohle stösst, ohne die Rollen anprallen zu lassen. Das gespreizte Gehänge beschränkt ausserdem durch den grossen Abstand der Seilstränge die Schwingungen beim raschen Anfahren und Halten.

Die Bremscheibe *c*, Fig. 698 und 699, zum Halten der schwebenden Last sitzt auf dem Schneckenwellenkopf. Ihr Belastungshebel steht mit dem zugehörigen Lüftmagnet in Verbindung. Ausserdem ist noch gegen den inneren Kopf des Schneckengehäuses eine Drucklagerbremse — vergl. Fig. 228 bis 230, S. 277 — eingebaut, die in den Senkperioden arbeitet, aber nach den früheren Angaben über den hohen Energieverbrauch und die lästige Wärmeerzeugung für so grosse Katzen nicht empfehlenswerth erscheint. Sie kann, ohne die Gesamtanordnung irgendwie abzuändern, durch eine elektrische Bremsstufensteuerung mit Selbstbremsung durch kurzgeschlossenen Motoranker ersetzt werden. Benrath selbst hat bei anderen Ausführungen diese Bauart gewählt.

Der Hubmotor der Hilfswinde für 5 t liegt rechtwinklig zur Achse des zur Hauptwinde gehörigen an der Vorderkante der Katze. Er arbeitet mit

\*) Ausstellungsbericht des Verfassers über die Hebezeuge der Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1102.

\*\*) Vergl. D.R.P. 137336 von H. Rieche.

einem Wurmgetriebe für die Übersetzung 1:8 und dem Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 17 und 51 bei  $t=10\pi$  auf die Hilfstrommel von 400 mm Durchmesser, welche die Last mit einer einfachen, losen Rolle hebt. Auch hier ist wieder die gleiche Motorgrösse von 26 PS bei 540 Uml./min, wie für die Hauptwinde gewählt, um eine Hubgeschwindigkeit  $v = \frac{0,4 \cdot \pi \cdot 540}{2} \cdot \frac{1}{8} \cdot \frac{17}{51} \sim 14$  m/min zu erzielen. Das Getriebe ist nur mit einer elektromagnetischen Lüftbremse ausgerüstet, deren fliegend auf der Schneckenwelle angeordnete Scheibe  $f$  von dem Elektromagneten  $g$  und seiner Dämpferpumpe freigegeben oder gebremst wird.

Als Fahrmotor ist ein 7pferdiger Motor mit 775 Uml./min gewählt, der mit doppelgängigem Wurmgetriebe für die Übersetzung 1:15 und einem Stirnräderpaar mit den Zähnezahlen 15 und 60 bei der Theilung  $t=8\pi$ , unter Einschaltung eines 42zähligen Zwischenrades, den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 450 mm Laufraddurchmesser eine Katzensgeschwindigkeit  $v = \frac{0,45 \cdot \pi \cdot 775}{15} \cdot \frac{15}{60} \sim 18$  m/min liefert. Die zugehörigen Laufräder sind auf ihrer Triebachse festgekeilt, so dass die Achse mit ihren Stirnzapfen frei in den gusseisernen Gestellaugen des schmiedeeisernen Katzenwagens läuft; die andere Laufachse ist dagegen im Gestell festgehalten und trägt die Laufräder lose, damit sich der Fahrwiderstand bei eckenden Bewegungen nicht zwangweise steigert.

Die Gesamtlast ist nahezu vollkommen symmetrisch auf Vorder- und Hinterachse und auf die beiden Hauptträger vertheilt, so dass der Raum bei unbehinderter Zugänglichkeit aller Theile und leichter Montirbarkeit sehr günstig ausgenutzt ist. Die Katze kann bis an die äussersten Bühnenden fahren, weil kein Stück ihres Triebwerkes unter ihre Schienenbahn hinabreicht. Sie wiegt mit voller elektrischer Ausrüstung 10500 kg.

#### **Laufkrahne mit 3 Drehstrommotoren für Stahlwerk-Giesshallen.**

Von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vorm. Kolben & Co. in Prag-Vysočan.

Wenn im allgemeinen bei freier Wahl der Stromart Gleichstrom mit Hauptstrommotoren für Krahnbetrieb wegen der Selbstregulirung der Motorgeschwindigkeit nach Massgabe der wechselnden Last bevorzugt wird, darf, wie schon in den allgemeinen Angaben über Laufkrahnbetrieb S. 765 angedeutet ist, dabei nicht ausser Acht gelassen werden, dass der ständige Wechsel der Geschwindigkeit andererseits auch erhöhte Anforderung an die Geschicklichkeit und Aufmerksamkeit des Krahnführers stellt, um die einzelnen Triebwerke unter den wechselnden Verhältnissen rechtzeitig zum Stillstand zu bringen. Diese Erwägung tritt um so mehr in den Vordergrund, je lebhafter der Betrieb und je grösser die Arbeitsgeschwindigkeiten sind, ganz besonders aber, wenn mehrere Krahne auf derselben Laufbahn arbeiten und häufig zur gegenseitigen Unterstützung beim Heben grösserer Lasten zusammengefahren werden müssen oder wenn für die Laufkatzen aussergewöhnlich hohe Fahrgeschwindigkeiten gefordert sind, weil damit die Gefahren eines Zusammenstosses zweier Krahne oder des Anpralls der Katzen an ihren Fahrbahngrenzen wachsen. Ausserdem spricht in ungewöhnlich lebhaften Betrieben mit kurz aufeinander folgendem Umsteuern der einzelnen Motoren die Unempfindlichkeit der Schleifringanker für Drehstrom gegen ständiges Umsteuern, im Vergleich zu den leichter funkenden und deshalb mit ihren Steuerapparaten eher der Zerstörung ausgesetzten Gleichstromanker mit Kollektoren, sowie die störenden Einflüsse des remanenten Magnetismus in Gleichstrommaschinen bei rasch aufeinander folgendem Laufwechsel zu Gunsten des Drehstrombetriebes, der einzigen Betriebsart,

die ausserdem gefahrlos und regelrecht schnelles Abbremsen der Motoren durch Gegenstrom gestattet. — Vergl. Bd. II, S. 174.

Alle diese Verhältnisse treffen bei den ausserordentlich gesteigerten Betriebsbedürfnissen der Stahlwerke, in denen elektrische Laufkrahne rasche Verbreitung gefunden haben und den höchsten Anforderungen an grosse Arbeitsgeschwindigkeit und zuverlässige einfache Bedienung genügen müssen, zusammen.

Eine solche Anlage mit Drehstrombetrieb für die Stahlwerk-Giesshalle der Prager Eisenindustrie-Gesellschaft „Adalberthütte“ in Kladno hat Kolben mit Konstruktionszeichnungen des mechanischen Theiles und vollständigem Schaltschema in der Z. d. V. d. I. 1901, S. 1513 u. f., ausführlich beschrieben.

Der Krahn ist für 10 t mit 11 m Spannweite gebaut, arbeitet unter 6 bis 10 t Belastung mit 12,5 m/min und bei 3 t mit 25 m/min Hubgeschwindigkeit. Die Fahrgeschwindigkeit der Katze ist trotz der mässigen Spannweite zu 45 m/min und die Bühnengeschwindigkeit zu 90 m/min gewählt. Dabei arbeiten auf zwei dicht nebeneinander liegenden Fahrbahnen von 40 m Länge je 2 Krahne beliebig getrennt oder gemeinsam.

Unter diesen Umständen tritt bei den oben angeführten Eigenschaften der Drehstrommotoren ihre durch Perioden- und Polzahl festgelegte Höchstgeschwindigkeit mit dem zuverlässigeren Abbremsen der Motoren unter den stark wechselnden Belastungen in den Vordergrund der Betriebsicherheit. Das Bühnenfahrwerk ist mit elektromagnetischer Lüftbremse und Drehstrombremssolenoid ausgestattet.

Die beiden Geschwindigkeitstufen sind durch Umschalten der Hubmotoren von 8 auf 4 Pole erreicht. Die weitere Regulirung für verminderte Geschwindigkeiten erfolgt durch Vorschalten von gusseisernen Widerständen im Sekundärstromkreis des Läufers. — Vergl. Bd. II, S. 122 u. f.

Der Hubmotor arbeitet je nach Polschaltung regelrecht mit 360 bzw. 720 Umdr./Min. bei 25 Wechselstromperioden und leistet mit 0,65 Wirkungsgrad für die ganze Winde einschliesslich Motorverluste vollbelastet 37 PS. Gewählt ist ein 40 PS-Motor für 500 V. Weitere Einzelheiten siehe in der oben angegebenen Quelle. \*)

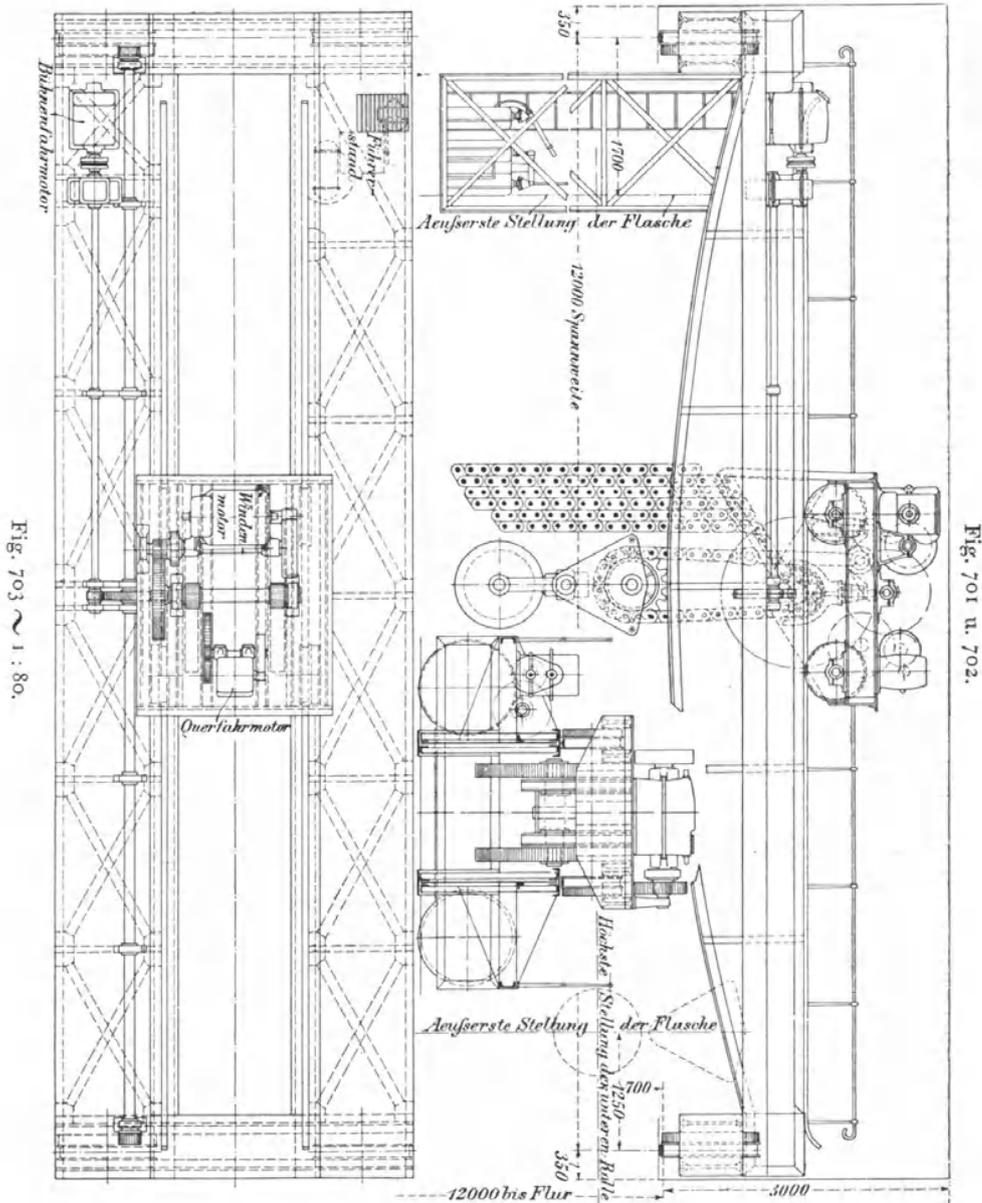
**Laufkrahne mit drei Elektromotoren für 60000 kg Last zum Bedienen einer Schmiedepresse von Haniel & Lueg in Grafenberg-Düsseldorf.**

Ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik in Benrath und der Union, Elektriçitäts-Gesellschaft in Berlin.

Der Krahn, Fig. 701 bis 703, S. 847, ist für 60000 kg Nutzlast und 90000 kg Probelastung bei 12 m Spannweite und 12 m Höhe der Laufbahn über der Hüttensohle entworfen. Der Bühnenfahrmotor steht am einen Krahnende auf dem Laufsteg und treibt mit 550 minutlichen Umdrehungen, bei einer Leistungsfähigkeit von normal 26 PS, durch ein ganz in Öl, in einem geschlossenen Gehäuse laufendes Stirnräderpaar eine Zwischenvorgelegewelle an, die bis zur Mitte der Krahn Bühne reicht und dort wiederum durch Stirnräderübersetzung die durchlaufende unmittelbare Vor-

\*) Vergl. ferner den Hüttenlaufkrahne zur Bedienung von Durchweichgruben für 4 t mit 12 m/min Hub-, 70 m/min Bühnen- und 35 m/min Katzensgeschwindigkeit der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich mit Hauptstrommotoren, mehrrolligem Flaschenzug und einseitiger Trommel für genau senkrechten Hakenhub und gleichen Biegungssinn im ganzen Seillauf in der Abhandlung von P. Uellner. Z. d. V. d. I. 1901, S. 291, sowie einen 50 t-Laufkrahne mit 3 Hauptstrommotoren zum Transport grosser Giesspfannen von der Benrather Maschinenfabrik für die Mischanlage des Stahlwerkes der Rombacher Hütte in Rombach, Z. d. V. d. I. 1900, S. 414. Unter den zugehörigen Zeichnungen findet sich ein Sicherheitshaken zum Tragen der Giesspfanne.

gelegewelle der Bühnenlaufräder in Thätigkeit setzt. Der Führerkorb hängt in der Entwurfzeichnung an demselben Kranhänge seitlich unter dem anderen Laufsteg und bietet den erforderlichen Platz zur Aufnahme der auf Taf. 75 dargestellten und Bd. II, S. 316 u. f., beschriebenen



Essberger-Geyer'schen Universalsteuerapparate. \*) Die obere  $\square$ -Eisengurtung und die Konstruktion der Laufstege versteifen die Hauptträger gegen seitliche Ausbiegungen.

\*) Während der Ausführung des Kranes ist nachträglich die Forderung gestellt, das Triebwerk von unten zu steuern, und diese Aufgabe durch Verlegen der erforderlichen Schleifleitungen an der Kranbahn und ihrer Verbindungskabel mit dem festen Steuerplatz gelöst.

Die Katze, Fig. 1—4, Taf. 64, trägt die beiden Motoren für die Lastwinde und das Katzenfahrwerk, von denen der erstere für 35 PS mit 310 Umläufen in der Minute, der letztere für 13 PS. mit 800 minutlichen Umdrehungen gewählt ist. Beide Motoren arbeiten ausschliesslich auf Stirnräderübersetzungen. Die ersten schnelllaufenden Räderpaare sind, wie bei dem Bühnenfahrwerk, in geschlossenen Gehäusen untergebracht und baden sich in Öl. Die Übersetzungen finden sich in den Tabellen auf der Taf. 64 angegeben. Sie liefern für die Last 1,5 m Hubgeschwindigkeit in der Minute und für die Katzenfahrgeschwindigkeit  $\sim 14,7$  m.

Die Last hängt an einer losen Rolle, deren Gall'sche Kette von einer 8zähligen Daumenrolle der Winde aufgenommen wird und sich mit dem frei ablaufenden Trum durch einzelne vorstehende Bolzen auf einer schiefen Gleitbahn in einer Reihe von Schleifen aufhängt. Die Befestigung des stehenden Kettentrums an der Laufkatze vermitteln zwei kräftige Hängeschienen *H* durch eine Kopftraverse, die sich mit ihren Enden auf zwei Federauflager *F* zwischen den Katzenwangen legt, um heftige Schlagwirkungen beim Schmieden abzufangen. Das Lastgeschirr besteht aus einer Rolle, welche die Wendekette der Schmiedestücke aufnimmt und deren Gabelkopf auf dem Querträger der Kettenrollenflasche durch ein Kugellager abgestützt ist.

Alle Motoren sind eingekapselte, umsteuerbare Hauptstrommotoren mit aufklappbaren Gehäusen von der Union, Elektrizitätsgesellschaft in Berlin, die den ganzen elektrischen Zubehör der Krahnaustrüstung geliefert hat. Windentriebwerk und Fahrtriebwerk der Katze sind zum Feststellen mit elektromagnetischen Lüftbremsen versehen, deren Magnete mit Luftpuffer für das mechanische Hubwerk in Bd. II, Fig. 158, S. 198, dargestellt ist. Für die Winde ist eine Bandbremse *C* mit Holzfutter gewählt. Das zugehörige Bremsmagnetgehäuse ist in den Textfiguren mit *B* bezeichnet. Das zweite Bremsmagnetgehäuse *A* gehört zur Fahrwerksbremse *D*, einer Keilnuthenscheibe mit hölzernem, einfachen Hebelklotz. Beide Bremsen sitzen auf der ersten Vorgelegewelle der zugehörigen Motoren. Die Gefahr des Durchgehens des Hubmotors beim Lastsenken mit geöffneter elektrischer Bremse ist durch den Einbau einer Senksperrbremse *E* ausgeschlossen, die den Motor auch beim Senken belastet, und ohne äusseren Antrieb die gehobene Last jederzeit selbstthätig festhält. Die hierfür gewählte Anordnung entspricht im wesentlichen der S. 286 u. f. in Fig. 234 und 235 skizzirten Dubois'schen Bauart. — Vergl. auch die Kritik hierzu S. 294 u. f.

Das Krahntriebwerk zeichnet sich durch hohen Wirkungsgrad bei vollkommener Sicherheit gegen selbstthätige und unkontrollirbare Lastbewegungen aus.

Der Grundriss der Katze ist so entworfen, dass sich die Last durch symmetrische Anordnung der Triebwerke und Motoren möglichst gleichmässig vertheilt.

Das Wenden der schweren Schmiedestücke unter dem Hammer erfordert im allgemeinen besondere mechanische Hilfsmittel, welche die Ausrüstung der Schmiedepressenkrahne mehr oder minder verwickelt gestalten. Man findet eine ganze Reihe verschiedener, zum Theil recht schwerfälliger und noch wenig befriedigender Lösungen dieser Aufgabe.

In den meisten Fällen wird in die Hubkettenflasche oder in einer besonderen darunter hängenden Flasche ein Kettendaumenrad eingebaut, von dem eine Gelenkkette zum Drehen des Wendebaums des Schmiedestücks herabhängt. Der Antrieb erfolgt theils durch eine Vierkantwelle mit Schleppräderwerk\*) oder durch ein Wurmgetriebe mit ausziehbarer Schnecken-

\*) 150 t-Dampfkrahn für die Schmiedepresse der Vickers' Works in Sheffield, Engineering, November 1897, und Elektrische Drehvorrichtung für den Schmiedekrahn von Cockerill in Seraing, Stahl und Eisen 1902, S. 380 mit guter Skizze des Drehwerkes.

welle\*) von oben von der Katze oder Bühne aus, oder auch durch ein Ratschenrad, dessen Hebel durch einen besonderen hydraulischen Cylinder mittelst Kettenzug in Thätigkeit gesetzt wird.\*\*) Am verbreitetsten ist die Verwendung einer Hilfswinde in der Katze, deren Seil entweder um das Schmiedestück gewunden wird, um durch Abziehen desselben die Drehung zu bewirken, die dann aber nur in einem Sinne erfolgt, oder mit Benutzung des Seilhakens, der in das linke oder rechte Trum der Gelenkkette des unteren Gehänges eingehakt wird, um durch einfaches Anziehen mit diesem verhältnissmässig primitiven Verfahren das Schmiedestück rechts oder links zu drehen. Der kurz zuvor beschriebene Krahn von Benrath mit Dreimotorenkatze und Hilfswinde ist also, wie schon in der Beschreibung kurz angegeben, im besonderen auch zum Bedienen von Schmiedehämmern und Schmiedepressen geeignet. Weitere Beispiele liefern die nachfolgenden Krahne, darunter der von Becker für die Poldihütte, S. 850, eine besonders beachtenswerthe Ausführung neuer Bauart.

**Dreimotorenkatze mit Hilfswinde für Schmiedelaufkrahne.**

D. R. P. a. Von L. Stuckenholz  
in Wetter a./Ruhr.

In der üblichen Bauart der Lautkatzen mit Hilfswinde, z. B. in Fig. 698 bis 700, S. 842 u. 843, werden Haupt- und Hilfswinde hintereinander gesetzt. Dies hat zur Folge, dass die Haken in den beiden Endstellungen der Katze verschieden grosse Abstände von den Bühnenenden haben und das Arbeitsfeld in der Katzenfahrrihtung einseitig beschränkt wird.

Ausserdem fallen die Katzen entsprechend lang aus. Bei Schmiedelaufkrahnen mit nicht selten ziemlich geringer Spannweite kann die einseitige Beschränkung auch die Schmiedearbeiten störend beeinflussen. Aus diesen Erwägungen ist die von Stuckenholz zum D. R. P. angemeldete Bauart, Fig. 704 u. 705, mit einseitig über die Hauptkrahenträger auskragender Katze hervorgegangen, um die Hilfswinde neben der Hauptwinde unterbringen zu können. Für die

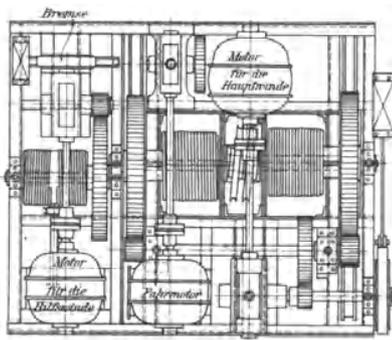
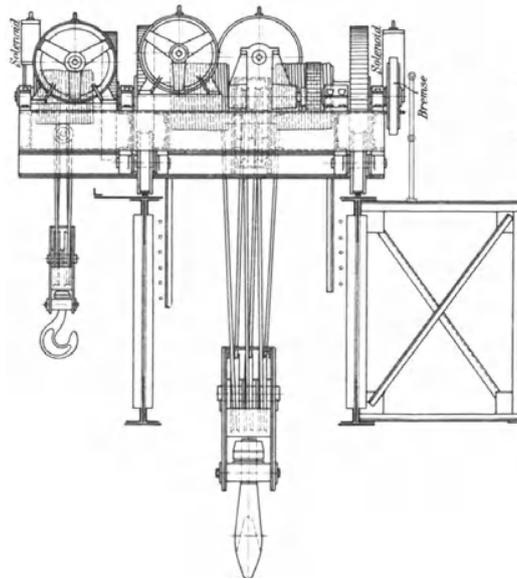


Fig. 704 u. 705.

\*) Krahn für die Stahlwerke von Schneider in Creusôt. Engineering, April 1898, S. 458 u. 558.

\*\*) Thomas Firth and Sons' Works Sheffield. Engineer., Januar 1898, S. 53. — Vergl. im übrigen in bezug auf Kippvorrichtungen für Lasten, die am Krahnhaken hängen, mit Betrieb durch Windentrommeln: Stoney's Tipping Crane. Engineering, Januar 1894, S. 125.

Hauptwinde ist im wesentlichen die Bauart der Katze, Fig. 692 bis 694, S. 838 und 839, mit der Stuckenholz'schen Rollenzuganordnung gewählt. Die Hilfswinde ist mit einfachem Zwillingsflaschenzug und seitlich neben der Doppeltrummel im Katzenrahmen eingebauter Ausgleichrolle entworfen.

Für die geringen Fahrgeschwindigkeiten der Bühne solcher Krähne genügt eine einseitige Galerie zur Wartung der Laufkatze und als Quer versteifung für den anderen Hauptträger die in der Skizze angedeutete Verbreiterung der Kopfgurtung, die dem Krähnführer zur Noth auch noch einen Standort beim Schmieren der Hilfswinde gewährt.

**Schmiedelaufkrahm mit 6 Drehstrommotoren für die Poldihütte in Alt-Kladno bei Prag — 25 000 kg Tragfähigkeit, 14 m Spannweite.**

Von E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Tafel 65 und 66.

Die Aufgabe, schwere Schmiedestücke unter dem Hammer mit dem Krahntriebwerk zu wenden, löst Becker mit seinem Stufengetriebe für veränderliche Hubgeschwindigkeit, D. R. P. 59 464, S. 157, Fig. 149, welches den Sonderfall einschliesst, dass bei gleichzeitigem und gleichsinnigem Antrieb der beiden Daumenrollen *A* und *B*, Fig. 8, Taf. 65, die lose Lastrolle durch die endlose Kettenschlinge nur gedreht wird. Auf diesem Wege bietet sich die Möglichkeit, den Antrieb zum Wenden von Schmiedestücken unmittelbar von der Unterflasche des Schmiedekrahnes abzuzweigen und durch das Haupttriebwerk der Katzenwinde in Thätigkeit zu setzen.

Fig. 8 bis 10, Taf. 65, veranschaulichen in allgemeinen Umrissen den Ausführungsgedanken.

Die endlose Hubkette ist von den beiden Daumenrollen *A* und *B* über Leitrollen nach unten geführt und nimmt mit ihrer tragenden Schlinge die lose Rolle *L* der Unterflasche auf. Ihre Drehung wird durch eine Gall'sche Gelenkkette *K* auf die Achse der unteren Daumenradwelle und von hier auf das Schmiedestück übertragen, welches in der endlosen Gliederkette des Daumenrades *C*, Fig. 8 u. 9, hängt.

Der Haken der Unterflasche dient zum Aufnehmen von Lasten ohne Benutzung der Wendekette.

Der umsteuerbare Windenmotor arbeitet durch ein Schneckengetriebe auf eine Zwischenwelle, von der sich die Stirnrädervorgelege der beiden Daumenrollen *A* und *B* abzweigen.

In den Triebwerkzweig der Rolle *A* ist eine umsteuerbare, doppelseitige Kupplung für den Wechsel zwischen Hub- und Wendebewegung eingebaut und vertheilt in der schematisch angedeuteten Einrückstellung, Fig. 10, den Antrieb der Schneckenradwelle gleichsinnig und mit gleicher Übersetzung auf die Rollen *A* und *B* zum Wenden des Schmiedestückes, oder schaltet, bei entgegengesetzter Einrückung ein Zwischenrad in den Triebwerkzweig der Daumenrolle *A* ein, das nur den Drehsinn von *A* umkehrt, ohne die Übersetzung zu ändern. Hierdurch treten die beiden Rollen *A* und *B* als Hubtrummeln in Thätigkeit und heben oder senken, je nach der Laufrichtung des Motors, die Unterflasche mit der Last, ohne das Schmiedestück zu drehen.

Für die Ausführung wählt Becker eine elektromagnetische Wendekupplung, die in beliebiger Entfernung, wie alle übrigen elektrischen Getriebe theile, vom Führerstand aus gesteuert werden kann.

Die übrigen Figuren der Taf. 65 u. 66 geben die vollständige Ausführung eines so ausgerüsteten Schmiedelaufkrahnes der Poldi-Hütte in Alt-Kladno bei Prag mit 14 m Spannweite wieder.

Der Krahm besitzt zwei Katzen auf getrennten Laufbahnen, Fig. 1 bis 3, Taf. 65, die Hauptkatze, mit der Drehvorrichtung für die Schmiedestücke

und 25 000 kg Tragfähigkeit, läuft auf den Hauptträgern, die Hilfskatze mit einfacher Unterflasche für 1000 kg auf zwei Seitenträgern.

Die örtlichen Verhältnisse, ein altes Gebäude mit tiefliegender Lautbahn und nur etwa 1 m freier Höhe zwischen dem höchsten Punkt der Schmiedepresse und der Unterkante der Dachkonstruktion haben zur portalartigen Form der Krahnbühne geführt und boten für die grosse Katze nur zwischen den Hauptträgern in der Weise Raum, dass die Laufschienen auf den inneren Untergurten liegen und das Katzengestell an den Achsen der fliegend angeordneten Laufräder hängt.

Der 15 PS-Motor für das Krahnfahrwerk steht auf der Seitengalerie der Bühne. Er arbeitet mit 750 Uml./min auf ein viergängiges Schneckengetriebe und treibt durch Kegelräder die durchgehende Welle an, welche an beiden Enden die senkrecht nach den tiefer liegenden Laufrädern hinabreichenden Zwischenwellen mit ihren doppelten Kegelradpaaren und hierdurch schliesslich die Ritzel für die Stirnradkränze der Laufräder selbst in Thätigkeit setzt.

Aus den Übersetzungszahlen der Figur folgt mit 800 mm Laufraddurchmesser

$$\text{die Bühnengeschwindigkeit } 750 \cdot \frac{4}{44} \cdot \frac{18}{22} \cdot \frac{11}{60} 0,8 \pi \sim 25,7 \text{ m/min.}$$

Eine elektromagnetisch gesteuerte Lüftbremse mit Bremsscheibe auf der Motorwelle dient zum pünktlichen Anhalten beim Abstellen des Motors.

Die grosse Katze, Fig. 1 bis 5, Taf. 66, ist mit Zwillingmotoren für die Winde von je 19 PS ausgerüstet. Zwischen den gegenüberstehenden Motoren befindet sich, mit beiden unmittelbar gekuppelt, ein dreigängiges Zwillingsschneckengetriebe, mit rechts- und linksgängiger Schnecke, das durch die entgegengesetzte Steigung und den Eingriff gleich grosser Stirnräder auf den Schneckenradachsen die entgegengesetzten Achsialdrucke in sich aufhebt, also ohne Spurlager arbeitet und die Zweigwellen der beiden Windenhälften entgegengesetzt antreibt. Zwischen diesen Zweigwellen und den zugehörigen Kettendaumenrädern sind doppelte Stirnrädervorgelege — einerseits  $ab$  und  $cd$ , andererseits  $ef$  und  $gh$  — von gleicher Gesamtübersetzung eingebaut. Aus den Übersetzungsangaben der Zeichnungen folgt für die Umfangsgeschwindigkeit der fünfdäumigen Kettenräder auf dem einen Wege

$$750 \cdot \frac{3}{42} \cdot \frac{13}{65} \cdot \frac{12}{52} 0,332 \pi = 2,57 \text{ m/min}$$

und auf dem anderen mit dem gleichen Schlusswerth:

$$750 \cdot \frac{3}{42} \cdot \frac{12}{60} \cdot \frac{12}{52} 0,332 \pi \text{ ebenfalls } 2,57 \text{ m/min.}$$

Dieser Werth stellt bei der Zwillinganordnung mit entgegengesetzter Drehrichtung der beiden Daumenräder auch gleichzeitig die Hubgeschwindigkeit der losen Rolle und der Unterflasche mit der Last dar.

Das Ritzel  $a$  sitzt an sich lose auf seiner Welle — vergl. die Sonderdarstellung Fig. 10, Taf. 66 — und ist nur mit der ebenfalls losen Scheibe der benachbarten magnetischen Kupplung verschraubt, die ausserdem auf dieser Seite noch eine Bremsscheibe  $w$  trägt.

Die Benutzung der Katzenwinde zum Heben setzt also voraus, dass die  $a$  benachbarte Spule im feststehenden Gehäuse der magnetischen Kupplung erregt wird, um den magnetischen Schluss auf dieser Seite zwischen der fest durch Feder und Nuth mit der Welle verbundenen mittleren Kuppelscheibe und der zu  $a$  gehörigen losen herbeizuführen, und dass gleichzeitig vor dem Anlassen des Motors das Spannhebelwerk der Bremsscheibe von  $a$  durch Erregung des Bremsmagneten  $s_2$ , Fig. 3, Taf. 66, gelüftet wird.

Die Mittelscheibe verschiebt sich unter der magnetischen Anziehung bis zur dichten Berührung mit der losen aus der Mittellage um etwa 2 mm. Das übertragbare Drehmoment beträgt für 1480 Windungen der Magnet-spule aus 1,05 mm-Draht bei etwa 1 Amp. 22000 kgcm.

Für das Drehwerk der Unterflasche erregt der Krahnführer die andere Hälfte der magnetischen Kupplung, um *a* lose laufen zu lassen und dafür dem Ritzel *i* die Kraftfortleitung zu übertragen. An Stelle der Übersetzung  $a:b = 13:65$  tritt dann für diesen Triebwerkzweig die gleich grosse  $i:l = 12:60$ , und kehrt nur durch das Zwischenrad *k* den Drehsinn um, während im anderen Triebwerkzweig die Verhältnisse unverändert bleiben. Die nunmehr gleichsinnige Bewegung der beiden Kettendaumenräder versetzt die lose Rolle der Unterflasche, Fig. 5, Taf. 65, in Drehung, welche bei gleicher Daumenzahl auch die gleiche Umfangsgeschwindigkeit von 2,57 m empfängt. Durch die weitere Übersetzung des Kettentriebwerkes in der Unterflasche und die grössere Rolle der Wendekette für das Schmiedestück mit sieben Daumen wird der Block mit etwa 5 m Umfangsgeschwindigkeit i. d. Min. unter dem Hammer um seine wagerechte Achse gedreht.

Für die magnetische Kupplung ist im Führerstand ein besonderer Umsteuerschalter vorhanden, dessen Stromschluss für die eine oder andere Kupp-lungshälfte auch gleichzeitig den Bremsmagneten  $s_2$  zum Lüften der Kupp-lungsbremse erregt, bei jeder Stromunterbrechung aber die Kupplung löst und gleichzeitig die Bremse einfallen lässt, um den Rücklauf des Triebwerkes und damit willkürliches Sinken der Last zu verhindern, wenn während des Betriebes die Kupplung durch Stromunterbrechung unwirksam werden sollte.

Zum pünktlichen Anhalten des Zwillingsmotors nach dem Abstellen des Betriebstromes und zur weiteren Sicherung der schwebenden Last sind zu beiden Seiten des Schneckengetriebes Keilnuthenbrems-scheiben auf die gemein-same Motorwelle gesetzt, deren Spannhebelwerk durch den Bremsmagneten  $s_1$ , Fig. 3, Taf. 66, gesteuert wird. Ausserdem sind aber noch in beide Trieb-werkzweige die als „Geschwindigkeitsbremse I u. II“ bezeichneten Becker'schen Schleuderbremsen eingebaut, welche bei etwaigem Versagen der elektromag-netischen Bremsen die Rücklaufgeschwindigkeit selbstthätig beschränken und unter allen Umständen Sturzgefahren fernhalten.

Das Fahrwerk der Katze wird durch einen 9 PS-Motor mit 750 Uml./min angetrieben und besteht aus einem unmittelbar angekuppelten doppelgängigen Schneckengetriebe und zwei Stirnräderübersetzungen *mn* und *op*, Fig. 2 u. 3, Taf. 66, welche auf die eine Laufachse der Katze arbeiten.

Nach den Übersetzungszahlen der Figuren ist bei 450 mm Laufraddurch-messer die Katzenfahrgeschwindigkeit

$$v = 750 \cdot \frac{2}{44} \cdot \frac{11}{31} \cdot \frac{19}{25} 0,45 \pi = 13 \text{ m/min.}$$

Auch hier ist wieder durch eine Keilnuthenscheibe auf der Motorwelle und einen zugehörigen Bremsmagneten für pünktliches Anhalten gesorgt.

Das Katzengestell bildet ein beachtenswerthes Stahlgussstück in vorzüg-licher Ausführung von O. Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau. Es besteht aus zwei im mittleren Querschnitt zusammengeschaubten Hälften.

Die unbelastete Schlinge der endlosen Arbeitskette, einer kalibrierten Gliederkette von  $1\frac{1}{2}$ " engl. Eisenstärke, wird auf der schrägen Blechwand des einseitig an den Katzenrahmen angehängten Kettenkastens, Fig. 2, 4 u. 5, Taf. 66, abgelenkt und speichert sich in dem Behälter, je nach dem Hubweg der Unterflasche, in wechselnder Länge auf.

Die Leitrollen *q r t u* zwischen den Daumenrädern der Winde und der losen Rolle in der Unterflasche, Fig. 2, Taf. 66 — vergl. auch die schema-tische Skizze, Fig. 8, Taf. 65 — drängen die tragende Kettenschlinge auf

den Durchmesser der losen Rolle zusammen und dienen ausserdem zum Einbau von Federpuffern für die Schmiedestösse. Zu dem Zweck können die Lager der Rollen *t* und *u* in der Richtung ihrer resultierenden Belastung zwischen kräftigen Gleitbahnen ausweichen und sind nur durch kräftige Evolutenfedern abgestützt.

Da aber die Stösse unter Umständen auch noch die Tragfähigkeit der Federn überschreiten, ist zur weiteren Sicherheit gegen Brüche darauf Bedacht genommen, dass die Last selbst unter der Wirkung der Hammerschläge nachsinken kann, bevor der Grenzfall der starren Abstützung bei vollständigem Zusammenpressen der Federn eintritt.

Becker erreicht dieses Ziel, indem er das Ausweichen der abgefederten Rollenlager über eine gewisse Grenze — im vorliegenden Fall an der Grenze der Durchfederung unter einer ruhenden Last von 30000 kg an der Unterflasche — zum Herausreißen eines Kohlenausschalters im Stromkreis der magnetischen Kupplung benutzt, also diesen Triebwerkzweig der Winde durch Lösen der Kupplung frei macht, und gleichzeitig die Kupplungsbremse, welche beim Unterbrechen des Stromes sofort einzufallen sucht, durch ein ebenfalls von der Durchfederung der Puffer bethätigtes Hebelwerk abfängt, weil sonst das Triebwerk sofort wieder gesperrt werden würde.

Nach Fig. 2, Taf. 66, sind die ausweichenden Leitrollenlager durch Zugketten *a—a* mit den Winkelarmen *b—b* des Hebels *c* derart verbunden, dass ihr Zurückweichen die senkrechte, doppelseitig abgefederte und justirbare Schubstange *d* gleichsinnig nach oben drängt, sobald die Durchfederung ihre eingestellte Grenze überschreitet. Die Stange hebt den gekröpften Hebel *e*, dessen fester Drehpunkt rechts liegt, an und drängt den Anschlag *i* des freien Hebelendes unter den darüber fortgreifenden Arm des Bremsbandhebels *f*, stützt ihn also in seiner Lüftlage ab, wenn der Bremsmagnet *s*<sub>2</sub> das Gewicht *h* des auf der anderen Seite mit Stift und Schlitz angekuppelten Spannhebels *g* fallen lässt und dadurch den Bremsbandhebel im Uhrzeigersinn zu drehen sucht. Durch das Sinken der Unterflasche werden die Pufferfedern wieder entlastet. Gleichzeitig damit fällt die Kupplungsbremse ein und beschränkt die Lastsenkung auf die kleine Strecke, welche hinreicht, die drohende, gefährvolle Überlastung fern zu halten. Nach dem kurzen Feder- und Senkspiel stellt sich der regelrechte Betriebszustand sofort wieder selbstthätig her, indem auch der Kohlenausschalter des Kupplungstromkreises sich durch eine Zugfeder wieder schliesst.

Eine weitere Anordnung gegen die Stösse beim Wandern des Schmiedestückes unter dem Hammer schützt das Drehwerk der Unterflasche, Fig. 4 und 5, Taf. 65, wo die Daumenrolle der Wendekette mit einem Armstern aus Stahlguss gekuppelt ist, der sich durch vier, nach beiden Richtungen wirksame Evolutenfedern gegen die Rollenachse abstützt.

Zum Nachspannen und Straffhalten der Gall'schen Transmissionskette sind auf der Zwischenwand der Unterflasche zwei quer verschiebbare Rollen angeordnet, die sich von aussen gegen die Kette legen, wie in Fig. 5 und 6 und Textfigur 706, S. 854, angedeutet ist. Die unsymmetrische Lastverteilung der Flaschentriebwerke wird durch ein Gegengewicht zwischen der Mittelwand und der einen äusseren Flaschenwanne ausgeglichen.

Die photographische Aufnahme des Wendegehänges, Textfigur 706, S. 854, mit abgenommenen Schutzblechen, giebt ein übersichtliches Gesamtbild der Anordnung und ergänzt die Tafelzeichnungen.

Die kleine Katze, Fig. 6 bis 8, Taf. 66, für 1000 kg trägt einen Windenmotor von 6 PS und einen Fahrmotor von 1,25 PS, beide mit 750 Uml./Min. und mit zweigängigen Schneckengetrieben, zum unmittelbaren Antrieb der Drahtseiltrommel und der einen Laufradachse gekuppelt. Beide Motoren sind,

wie alle übrigen, je mit einer Keilnuthenbremsscheibe und elektromagnetischer Lüftbremse ausgerüstet. Die Hubgeschwindigkeit beträgt nach den Übersetzungsangaben in der Figur 8 17,7 m/min, die Fahrgeschwindigkeit  $\sim 25,3$  m/min.

Für alle Krahnmotoren ist Drehstrom von 500 Volt benutzt. Die Bremsmagnete und die magnetische Kupplung werden dagegen mit Gleichstrom gespeist.

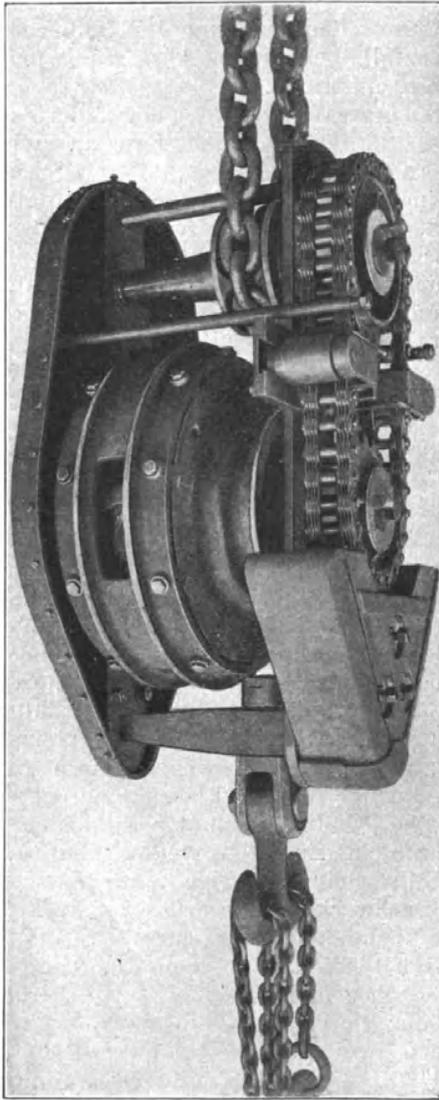


Fig. 706.

Die Stromzuleitung zur Krahn-  
bühne erfordert daher 3 Schleifdrähte  
für Drehstrom und 2 für Gleichstrom,  
und die weitere Stromvertheilung  
17 Schleifdrähte für die grosse und  
10 für die kleine Katze, die bei den  
knappen Raumverhältnissen quer über  
die Bühne dicht unter der Decke aus-  
gespannt werden mussten.

Der Führerstand befindet sich in  
dem unter einer Ecke der Krahn-  
bühne so tief herabhängenden Korb,  
dass eine ausreichende Beobachtung  
der Schmiedestücke unter dem Hammer  
ohne unzulässige Belästigung durch die  
Gluth gut möglich ist. Ausser dem  
Umschalthebel für die magnetische  
Kupplung hat der Führer nur die  
5 Steuerhebel für den Zwillingsmotor  
der grossen Katze, den Hubmotor der  
kleinen, die Fahrwerke beider Katzen  
und den Fahrmotor der Bühne vor  
sich, mit denen ausserdem die Gleich-  
stromschaltungen für die elektromagne-  
tischen Bremsen der einzelnen Motoren  
sinngemäss verbunden sind. Jede Dreh-  
stromschaltwalze trägt für den Brems-  
kontakt, der nur in der Mittelstellung  
unterbrochen wird, eine Gleichstrom-  
schiene, oder vielmehr für die bei-  
den entgegengesetzten Steuerrichtungen  
zwei in gleicher Ebene. Die Anlass-  
widerstände der Motorsteuerungen sind  
für Tourenregulierung bemessen und  
bestehen aus Rheotan-Meanderblechen  
mit Glimmerzwischenlagen, die durch  
Eisenbleche und Eisenleisten zu ein-  
zelnen Packeten vereinigt sind. Die  
Schaltwalzen selbst liegen in einem

gemeinsamen Kasten oberhalb des Führerstandes und sind durch Zugseile  
und Ketten mit den Steuerhebeln verbunden.

Der Steuerhebel des Zwillingsmotors ist mit dem Umschalthebel der  
magnetischen Kupplung derart verriegelt, dass der Hubmotor erst nach  
dem Einschalten des Kupplungstromes angelassen werden kann, um zu  
verhindern, dass bei offener Kupplung und geschlossener Bremse des zuge-  
hörigen Triebwerkzweiges der andere durch den Motor allein in Thätigkeit  
gesetzt wird und das Schmiedestück sich gleichzeitig dreht und hebt oder

senkt. Im übrigen bleibt der Steuerhebel der Kupplung auch bei eingeschaltetem Motorhebel frei beweglich und gestattet jederzeit während des Betriebes den Übergang von der reinen Hubbewegung in die reine Drehbewegung oder umgekehrt.\*)

Die ganze elektrische Ausrüstung stammt aus der Wiener Zweigfabrik der A. G. Siemens & Halske, die unter der Leitung des Chefingenieurs Wendelin steht. Ein kleinerer Krahn ähnlicher Bauart für 5000 kg mit einer Katze und 3 Motoren ist schon einige Jahre vorher von E. Becker für dieselbe Hütte geliefert.

Die gesteigerten Forderungen, zur weiteren Schonung der Bedienungsmannschaften am Hammer, welche unter den Erschütterungen und der Wärmestrahlung empfindlich leiden, auch das Drehen der Schmiedestücke um eine senkrechte Achse auf mechanischem Wege durch das Krahntriebwerk zu vermitteln, lassen sich erfüllen, wenn man die ganze Winde im Katzengestell auf einen Rollenkranz setzt und mit einem Drehmotor ausrüstet, aber der grosse Platzbedarf und die hohen Kosten einer solchen Bauart bereiten der Ausführung des Gedankens jedenfalls erhebliche Schwierigkeiten.

Becker hat hierfür die wesentlich einfachere, in Fig. 7, Taf. 65 schematisch dargestellte Lösung der Aufgabe D. P. R. 138866 entworfen, welche das Triebwerk zum Wenden der Schmiedestücke durch Einbau einer senkrechten Drehachse in das Gehänge mit Kegelräderpaaren auch zum Drehen um diese Achse benutzt. Die Unterflasche besteht aus zwei untereinander hängenden Gehäusen, von denen das untere mit der Drehachse sich auf dem Boden des oberen durch ein Kugellager abstützt und zwei elektromagnetisch bethätigte Bremscheiben  $B_1$  und  $B_2$  den Wechsel zwischen Wende- und Drehbewegung des Schmiedestückes vermitteln. Stellt man  $B_1$  fest, so kann sich beim Antrieb der oberen losen Rolle auch das mit  $B_1$  verbundene untere Gehäuse nicht drehen und die Kegelräderpaare setzen nur die untere Kettenrolle zum Wenden des Blockes in Thätigkeit. Gibt man dagegen  $B_1$  frei und sperrt  $B_2$ , so wird das untere Kegelradpaar am Abwälzen gehindert und die Drehung der oberen Kegelräder dreht die senkrechte Achse und damit das untere Gehäuse mit dem Schmiedestück um sich selbst. Voraussichtlich ist die Bremse  $B_2$  entbehrlich, weil der erheblich grössere Widerstand des Blockwendens, im Vergleich zum Drehwiderstand des Kugellagers, bereits eine genügend selbstthätige Sperrung der unteren Kegelräder liefern wird, um das Schmiedestück zu schwenken, sobald man die Bremscheibe  $B_1$  freigiebt.

Durch entgegengesetzten Antrieb der Daumenräder in der Winde erreicht man auch mit einer derartigen Flasche, genau wie bei dem ausführlich beschriebenen Krahn, einfaches Heben und Senken.

**Schmiede-Laufkrahne für 150 000 kg Tragkraft mit zwei Katzen und fünf Elektromotoren.**

Ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft,  
vormals Bechem & Keetman.

Der Laufkrahne Taf. 67 gehört zu einer Schmiedepresse der Dillinger Hüttenwerke von 5000 t Druck. Die grössere, auf dem Kopf der Haupt-

\*) In der Ausführung sitzen die beiden Steuerhebel oder Steuerscheiben nebeneinander lose auf einer Achse und dazwischen in einer selbstständigen, senkrechten, festen Führung verschiebbar der mittelst Feder nach oben gedrückte Riegel. In der Mittel-lage der Steuerung schnappt der Riegel mit seiner Spitze gleichzeitig in den unteren Ausschnitt einer Nabenscheibe des Kupplungsteuerhebels und unten mit einem seitlich vorspringenden Zapfen in eine Sperrung der Motorsteuerscheibe ein, lässt sich also nur durch Drehen des Steuerhebels der Kupplung nach unten verschieben und zum Freigeben der anderen Scheibe auslösen, um die Reihenfolge der Steuerbewegungen zwangsläufig festzulegen.

träger laufende Katze dient zum Heben und Querfahren von Schmiedestücken bis 150 t Gewicht. Die kleinere, tiefer zwischen den Hauptträgern eingebaute Katze ist für 30 t berechnet und wird zum Wenden der Schmiedestücke benutzt. Ihre Laufschiene liegen auf besonderen  $\Gamma$ -Trägern, die auf seitlich gegen die inneren Stegbleche der kastenförmigen Hauptträger angeordneten Konsolen ruhen. Die Triebwerke beider Katzen sind vollständig unabhängig voneinander.

Der elektrische Theil der ganzen Anlage ist von Schuckert in Nürnberg geliefert. Die Steuerung der einzelnen Motoren erfolgt von einer dicht neben der Schmiedepresse untergebrachten, gemeinsamen Anlasserstation. Alle Motoren sind umsteuerbar für Vor- und Rückwärtslauf gebaut.

Die grosse Katze trägt einen Windenmotor von 20 PS und einen 12 pferdigen Fahrmotor, die beide unbelastet mit 1200 minutlichen Umdrehungen laufen, unter mittlerer Belastung auf 900, und mit voller Last auf 700 Touren zurückgehen. Die Katze ruht auf acht Laufrädern. Der Fahrmotor arbeitet mit dreifacher Stirnräderübersetzung auf die eine Endachse und überträgt den Antrieb auf diese durch zwei symmetrische Stirnrädervorgelege.

Das mit Kugellager ausgerüstete Lastgeschirr hängt in einem dreierolligen Flaschenzug mit Gall'scher Kette. Der Antrieb der einen oberen Daumenrolle erfolgt von dem Hubmotor aus durch vierfaches Stirnrädervorgelege. Die zugehörige elektromagnetische Bremse  $B$ , zum Festhalten der schwebenden Last, sitzt auf der ersten Vorgelegewelle. Das ablaufende Lastkettentrum wird in üblicher Weise durch einzelne vorstehende Bolzen auf einer schiefen Gleitbahn abgefangen und hängt sich in Schleifenform auf.

Der Fahrmotor der ganzen Krahn Bühne hat bei gleicher Grösse von 20 PS, wie der Katzenfahrmotor, auch dieselben Geschwindigkeitsabstufungen. Er steht auf dem einen Laufsteg am rechten Krahnende und treibt durch ein Stirnräderpaar die bis zur Mitte der Krahn Bühne reichende erste Vorgelegewelle an, von der durch eine weitere Übersetzung die von einem Bühnende zum anderen durchlaufende zweite Vorgelegewelle in Thätigkeit gesetzt wird und durch ihre Endritzel in die grossen Stirnräder neben den gegenüberstehenden Bühnenlaufrädern eingreift. Im ganzen ruht die Bühne auf acht Rädern, von denen nur zwei den Motorantrieb unmittelbar aufnehmen.

Die Motoren für das Windenwerk und das Fahrtriebwerk der kleinen Laufkatze sind am linken Ende der Krahn Bühne aufgestellt. Ersterer entwickelt 20 PS, letzterer 12 PS. Beide laufen, wie die übrigen Motoren, leer mit 1200, unter mittlerer Last mit 900 und vollbelastet mit 700 minutlichen Umdrehungen. Die kalibrierte Gliederlastkette ist in Schlingenform am rechten Krahnende, Fig. 2, über einen Tragbügel  $q$  aufgehängt und geht von hier in zwei parallelen Strängen unter den Leitrollen  $p$  über die doppelten Leitrollen der Laufkatze, zwischen denen sie eine senkrechte Schlinge zur Aufnahme der doppelrolligen Hakenflasche bildet, so dass die Last sich auf vier Kettenstränge vertheilt, die Zwillingsrollen der Hakenflasche aber für die Übersetzung nur wie eine einfache Rolle wirken. Von der Laufkatze sind die beiden freien Kettenenden um die Leitrollen  $o$  nach oben über die als Windentrommel wirkenden Kettennüsse  $e$  geführt und laufen von hier in den Kettenkasten.

Die Zugketten sind ebenfalls doppeltrumig. Die Enden dieser beiden Ketten lassen sich durch Spannschlösser auf der Laufkatze nach Bedürfniss verkürzen oder verlängern, Fig. 2. Von den horizontalen Führungsbügeln der Katze, die einen selbstthätigen Spannungsausgleich ermöglichen, gehen die Ketten über die Leitrollen  $r$  am rechten Krahnende, laufen dann im

oberen Trum bis zum linken Bühnende und hier über die Leitrollen  $n$ , die Kettennüsse  $m$  und die tiefer liegenden Leitrollen  $s$  nach der Katze zurück.

Das Vorgelege der Lastkettennüsse  $e$  besteht aus den drei Stirnräderpaaren  $fg$ ,  $ab$ ,  $cd$ , von denen das letzte mit gleich grossen Zwillingrädern ausgeführt ist, um das Drehmoment von zwei Seiten in die Kettennusswelle einzuleiten.

Der Fahrmotor arbeitet mit den Vorgelegerädern  $hi$  und  $kl$  auf die Windenwelle der Kettennüsse  $m$ .

Die Endgeschwindigkeiten aller Triebwerke lassen sich aus den Motorumlaufzahlen und den in die Zeichnung eingetragenen Zähnezahlen bestimmen. Für den Last- und den Fahrmotor der kleineren Laufkatze sind die schnelllaufenden, ersten Stirnräder  $f$  und  $h$ ,  $i$  und  $g$ , sowie  $a$  und  $k$  gleich gross gewählt und decken sich infolge der geometrischen konaxialen Achsenlage in der Seitenansicht, Fig. 1.

Der Krahn wiegt ohne Motoren 120000 kg.

#### Versatzkrahne des Aachener Hütten-Aktienvereins „Rothe Erde“.

Ausgeführt mit Triebwerken von der Duisburger Maschinenfabrik und mit Elektromotoren von der Elektrizitäts-Aktiengesellschaft, vormals Schuckert & Co.

Die in Fig. 707 dargestellte Krahnanlage dient zum Verladen der im Freien aufgestapelten Walzprodukte in Eisenbahnwagen. Auf eisernen Ge-

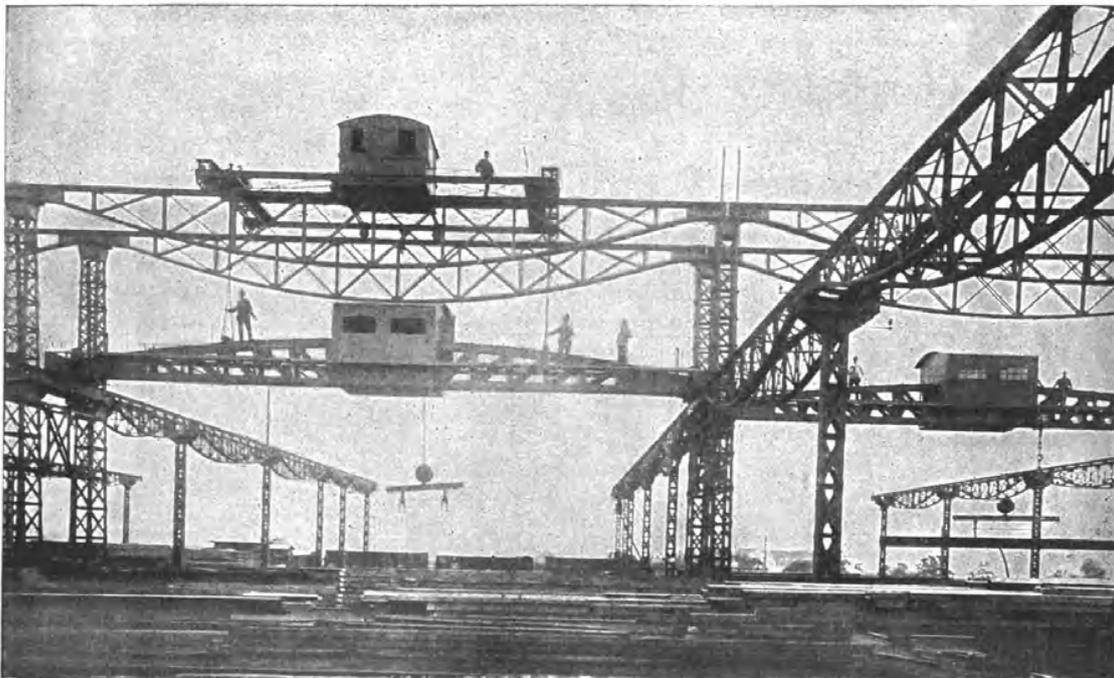


Fig. 707.

rüstsäulen liegen fünf parallele Krahnbahnen in 5,5 m Höhe von je 21 m Spannweite, für welche zwei Laufkrahne von 3000 kg Tragkraft vorhanden sind, die, je nach Bedarf, von einer Bahn auf die andere durch einen dritten Krahn versetzt werden können, dessen Laufbahn senkrecht zu der der Verladekrahne in 9 m Höhe über dem Erdboden liegt.

Das Schienengeleise der zum Verladen der Profileisenvorräthe bestimmten Eisenbahnwagen liegt am einen Ende der fünf parallelen Krahnbahnen senkrecht zu diesen. Zum Betriebe der Anlage in ihrer jetzigen Ausdehnung ist eine Drehstromdynamomaschine von 55 PS aufgestellt. Für eine in Aussicht genommene Erweiterung der Anlage auf 20 parallele Krahnbahnen würde die Dynamostation auf  $\sim 200$  PS zu verstärken sein.

Die Dynamomaschinen laufen mit 600 minutlichen Umdrehungen, die Krahnmotoren mit 940 in der Minute und 100 Polwechsell in der Sekunde bei 350 Volt Betriebsspannung. Im übrigen unterscheiden sich die Motoren für die Verladekrahn und den Versatzkrahn nur dadurch voneinander, dass erstere 12 PS leisten, und sämtliche Umkehrbewegungen für Fahren und Heben mit mechanischen Wendegetrieben bewirkt werden, der Drehstrommotor des Versatzkrahnes dagegen umsteuerbar gebaut ist und nur 6 PS entwickelt. Auch hier wird aber der Motor nur zum Vor- und Rückwärtsfahren umgesteuert, während zum Heben und Senken wieder mechanische Wendegetriebe in Thätigkeit treten.

Der Strom für die Verladekrahn wird durch Rollenkontakte von den neben ihrer Laufbahn ausgespannten blanken Kupferdrähten abgenommen. Die Rollenkontakte werden von beweglichen eisernen Haltern getragen, die vor dem Versetzen der Krahn um etwa 100 mm zu senken und dann um  $180^\circ$  zu drehen sind, um die Bühnen frei heben und auf die Bahn niederzusetzen zu können.

**Anhaltswerthe für Energieverbrauch von Laufkrahn-Winden- und Fahrtriebwerken, nach Messungen auf der Düsseldorfer Ausstellung.**

Wirkungsgrad der Winden: Bei den Hubwinden von drei Krahn für 30 t wurde einschliesslich der Wirkungsverluste im Motor aus der zugeleiteten elektrischen Energie bei ungefähr  $\frac{3}{4}$  Vollbelastung ein Wirkungsgrad von 0,52 bis 0,59 ermittelt und zwar

$\eta = 0,59$  für ein Getriebe mit ausschliesslicher Verwendung von Stirnrädern — drei Vorgelege — in Verbindung mit einem 5 rolligen Flaschenzug, der die Last auf 6 Seilstränge vertheilt,

$\eta = 0,57$  für ein Getriebe, bestehend aus Schnecke und Schneckenrad, zwei Stirnräderübersetzungen und einem Zwillingssrollenzug mit 4 arbeitenden Rollen, die Last an 6 Seilsträngen tragend,

$\eta = 0,52$  für ein Getriebe, bestehend aus Schnecke und Schneckenrad und einer Stirnräderübersetzung in Verbindung mit einem einfachen Zwillingssrollenzug, der die Last nur an 4 Seilsträngen aufnimmt.

Für einen 25 t-Krahn mit ausschliesslicher Stirnräderübersetzung durch 3 Vorgelege, einfachem Zwillingssrollenzug, die Last an 4 Seilsträngen tragend, Walzenlagern in Trommel- und Rollennaben fand sich

$$\eta = 0,66.$$

Für zwei 10 t Krahn mit dreifachem Stirnrädervorgelege wurde der Wirkungsgrad der Lastwinde im einen Fall, bei einfachem Zwillingssrollenzug mit 4 tragenden Seilsträngen zu  $\eta = 0,75$  im anderen bei Gall'scher Kette mit loser Rolle zu  $\eta = 0,73$  ermittelt und in einem dritten Fall für ein Triebwerk, bestehend aus Schnecke und Schneckenrad, Stirnrädervorgelege und einfachem Zwillingssrollenzug mit 4 tragenden Seilschlingen zu  $\eta = 0,71$ , während ein zweiter Krahn genau gleicher Bauart derselben Firma nur einen Wirkungsgrad  $\eta = 0,56$  aufwies und in zwei anderen ähnlichen Fällen  $\eta$  sogar auf 0,45 und 0,42 herabging.

Hiernach erreichen die gemischten Triebwerke mit Schnecke und Schneckenrad selbst in den günstigsten Fällen nicht den Wirkungsgrad reiner Stirnräderwerke für gleiche Verhältnisse und sind in hohem Masse von der Güte der Ausführung und den Zufälligkeiten mehr oder minder genauer Montage abhängig. \*)

Fahrwiderstand von Katzen mit selbständigem Fahrtriebwerk: Der Fahrwiderstand der Katzen ermittelte sich im belasteten Zustande für die 30 t-Krahne der Düsseldorfer Ausstellung bei reinem Stirnräderwerk zu 2,5 % der Gesamtlast, bei gemischtem Antrieb mit Schneckenwerk zu 3,5 %. Bei einem 25 t-Krahn mit reinem Stirnräderwerk wurde der Fahrwiderstand sogar nur gleich 1,2 % des bewegten Gesamtgewichtes gefunden.

Für 10 t-Katzen schwankten die Fahrwiderstände zwischen 1,33 % bei reinem Stirnräderantrieb und Walzenlager in den Laufradnaben bis 2,1 % bei Schneckengetriebe mit 2 Stirnräderübersetzungen und blieben auf 1,8 % der Gesamtbelastung bei einem Triebwerk beschränkt, das aus Schnecke mit Schneckenrad und einer Stirnräderübersetzung bestand. In den beiden letzten Fällen waren einfache Gleitlager vorhanden.

Fahrwiderstand der Bühnen: Der Bühnenfahrwiderstand ermittelte sich bei zwei 30 t-Krahnen und einem 25 t-Krahn zu 1,8 bis 1,9 % des fortbewegten Gesamtgewichtes, und für einen 10 t-Krahn mit Walzenlagern in den Laufradnaben zu 1,33 %.

Dass bei dem erheblichen Antheil des Eigengewichts der Krahn Bühnen an der Gesamtbelastung und der Grösse der Leerlaufwiderstände die durch Hauptstrommotoren für die unbelastete Bühne eintretende Steigerung der Geschwindigkeit sehr geringfügig ist, wenn man die Motorgrösse für Vollbelastung knapp wählt, ist S. 765 mit dem Hinweis erwähnt, dass man aus diesem Grunde Hauptstrommotoren für Bühnenfahrwerke reichlich zu bemessen hat, wenn Gewicht darauf gelegt wird, mit dem leeren Krahn grosse Fahrgeschwindigkeiten zu erreichen.

#### σ. Bockkrahne — Überladekrahne.

Die Bockkrahne, auch Kesselkrahne genannt, weil sie nicht selten im besonderen zum Verladen von Dampfkesseln benutzt werden, finden hauptsächlich als sogenannte Überladekrahne auf Eisenbahnstationen Verwendung, um schwere und umfangreiche Lasten von einem offenen Eisenbahnwagen auf ein daneben gefahrenes Landfuhrwerk und umgekehrt hinüber zu schaffen oder auch, besonders bei dem Anschluss von Nebenbahnen an Hauptbahnen, die Last von einem Eisenbahnfahrzeug auf ein anderes zu versetzen. Zu dem Zweck überspannt man den Standort der Fahrzeuge durch ein hohes Bockgerüst mit wagerechter Laufkatzenbahn quer zu den Schienengeleisen und beschränkt die Triebwerke für die Lastbewegung auf eine Winde zum Heben und Senken und eine zweite zum Verschieben der Laufkatze, weil die Transportbewegung senkrecht zur Laufkatzenbahn durch die Verstellbarkeit der Fahrzeuge in dieser Richtung ersetzt werden kann. Für den Lastverkehr auf Eisenbahnen werden derartige Krahne meist in vier Grössen für 5000 kg, 10000 kg, 15000 und 20000 kg Tragfähigkeit, je nach den örtlichen Bedürfnissen ausgeführt. Als lichte Weite zwischen den beiden Bockständern findet man bei den Krahnen bis 10000 kg einschliesslich, für die Normaldurchfahrtsprofile der Hauptbahnen, meist 7250,

\*) Die Wirkungsgrade der in Betracht kommenden Elektromotoren sind auf etwa  $\eta_m = 0,88$  bis 0,90 zu schätzen und die angegebenen Gesamtwirkungsgrade  $\eta$  mit  $\eta_m$  zu dividiren, um den Wirkungsgrad der mechanischen Triebwerke zu erhalten.

für die schwereren, wegen der grösseren Laufkatzenlängen, 7500 mm vorgeschrieben, und für die lichte Höhe zwischen der Schienenoberkante und der Unterfläche der Laufkatzenträger 6000 mm, bzw. 6500, da Haken und Flaschen mit der losen Rolle der schweren Krahn ebenfalls die nutzbare Hubhöhe durch ihre grösseren Abmessungen mehr beschränken. Auch auf Fabrikhöfen werden häufig Bockkrahne zum Verladen von Maschinen und Kesseln aufgestellt, zum Theil nach der Bauart der Eisenbahn-Überladekrahne mit Windtriebwerk am Bockgestell, zum Theil in grösseren Abmessungen mit unmittelbar in die Laufkatze eingebauten Lastwinden nach den verschiedenen Ausführungen, die sich für Bühnenlaufkrahne entwickelt haben und im letzten Kapitel in grosser Auswahl beschrieben sind.

#### **Bockkrahne der Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn für 10000 kg Nutzlast.**

Die übliche Gerüstkonstruktion der Eisenbahn-Überladekrahne ist aus der Darstellung, Taf. 68, Fig. 4 u. 5, ersichtlich. Die Last hängt an einer losen Rolle in einer Kettenschlinge, die, wie bei früher besprochenen Konstruktionen für Drehkrahne und einfache Bühnenlaufkrahne, über Leitrollen in der Laufkatze mit dem ruhenden Trum nach dem Ende der Katzenbahn geführt ist, während das Zugtrum nach der Windentrommel läuft. Die Laufkatze wird durch zwei symmetrisch zur Mitte der Fahrbahn liegende, kalibrierte, endlose Zugketten verschoben, deren Triebwerk gemeinsam mit der Lastwinde, seitlich am Bockständer, in gusseisernen Gestellen in bequemer Höhenlage für die Kurbelwellen gelagert ist. Die Lastwinde arbeitet mit auswechselbarem Doppelvorgelege und hat deshalb eine längsverschiebliche Kurbelwelle. Das Trommelzahnrad steht dauernd im Eingriff mit dem Triebling  $b$  der Zwischenvorgelegewelle. Für die oberen Laststufen läuft die Kurbelwelle, wie gezeichnet, durch  $d$  mit  $c$  zusammen; für kleine Lasten rückt man durch Verschieben der Kurbelwelle und Umlegen der Falle  $F$  das Triebrad  $f$  in  $e$  ein. Bequemer für das Auswechseln der Vorgelege ist ein grösserer Abstand zwischen  $f$  und  $e$ , als hier angenommen, um erst  $d$  ganz ausrücken zu können, bevor  $f$  sich in  $e$  hineinschiebt, weil sich in der freien Lage die Kurbelwelle durch geringe Drehung leichter für den neuen Eingriff einstellen lässt, der in der Ausführung nur für ganz bestimmte gegenseitige Radstellung möglich ist. Die Gesamtübersetzung des Räderwerkes und der losen Rolle ist so bemessen, dass die Grenzlast durch 4 Arbeiter mit je 14 kg Kurbeldruck bewältigt werden kann.

Die Daumenrollen  $D$  der Laufkatzenzugketten werden durch ein Stirnrädervorgelege mit den Rädern  $\alpha$  und  $\beta$  von unten mittelst eingeschalteter, stehender Zwischenwelle von der senkrecht zum Schienengeleise gelagerten Kurbel angetrieben, indem die Kurbelwelle durch die Kegelhäder  $\zeta$  und  $\epsilon$  die senkrechte Zwischenwelle in Thätigkeit setzt und diese durch die oben im Bockgerüst untergebrachten Kegelhäder  $\delta$  und  $\gamma$  die Bewegung auf die Stirnräder fortpflanzt. Das Triebwerk der Laufkatze ist nur mit einer einfachen Kurbel für zwei Mann versehen.

Die preussischen Staatsbahnen schreiben für alle Winden auch bei Handbetrieb die Einschaltung von Federwerken in die Lastkette vor, um sowohl das Ankurbeln durch allmähliches Anwachsen des Widerstandes zu erleichtern, wie auch Kette und Maschinengerüst möglichst gegen Stösse zu sichern, die durch ungeschicktes, plötzliches Festbremsen der sinkenden Last auftreten können. Statt das Federwerk, wie in der vorliegenden Ausführung, am Haken unterzubringen, pflegt man meist den Befestigungspunkt des ruhenden Kettentrums oben am Kopf der Laufkatzenbahn mit der Feder als Widerlager auszurüsten, damit die nutzbare Hubhöhe nicht beschränkt wird. Ferner findet sich in den preussischen Normalien vom Jahre 1889 eine selbstthätige Ausgleichvorrichtung für die Spannungen der

Laufkatzenzugketten. Statt der auf Taf. 68 gezeichneten, unmittelbaren Befestigung der Ketten an der Katze, werden die Enden der beiden Zugketten paarweise in sich zu einer Schlinge vereinigt, die sich um horizontale Rollen in den Laufkatzenköpfen legen. Auf diese Weise wird ein vollkommen in sich geschlossener Zugkettenlauf hergestellt und jede Ungleichmässigkeit in den Längen der ziehenden Kettenstrecken, infolge der gleichzeitig auftretenden, verschiedenen Spannung, durch die Leitrollen an den Katzenenden selbstthätig ausgeglichen. Zum Regeln der Kettenspannung genügt die Verschiebbarkeit der Leitrollenachse am Ende der Bahn. Die üblichen, leichten Katzenrahmen sollten kräftiger versteift werden.

Triebwerke und Windenarbeiter werden gegen Regen und Schnee einigermaßen durch Dächer über der Laufkatzenbahn und der Winde geschützt. Leitern am Bockgerüst sollten nicht fehlen, um die hochliegenden Zapfen und Lager ohne Schwierigkeit regelmässig mit Schmiermaterial versorgen zu können.

#### Berechnung des Krahngerüstes.

Die Bockkrahne für Eisenbahnstationen werden mit sehr mässiger Materialanstrengung entworfen, indem man die Eckverstrebung zwischen den Ständern und Laufkatzenträgern für die Berechnung lediglich als eine Eckversteifung betrachtet und von dem stützenden Einfluss dieser Streben auf die Träger ganz absieht. Man nimmt ausserdem die Träger an den Enden auf den Bockständern als frei aufliegend an. Handelt es sich bei sonstigen Ausführungen derartiger Konstruktionen um Beschränkung des Materialaufwandes, so ist zu berücksichtigen, dass, je steifer die Eckverbindung ausgeführt wird, um so mehr die Laufkatzenträger die Eigenschaften eingespannter Balken annehmen. Die Einspannung an den Enden erstreckt sich schliesslich bei ganz starren, mit Blechtafeln versteiften Ecken bis zu den Stützpunkten der Streben. Unter der Voraussetzung kräftiger und starrer Eckverbindungen ist man also berechtigt, der Trägerberechnung wenigstens die Annahme zu Grunde zu legen, dass die Balken nicht an ihren Enden, sondern in den näher zusammenliegenden Angriffspunkten der Eckstreben frei aufliegen, da bis hierhin sogar noch theilweise Einspannung vorhanden ist. Bei mangelhafter Eckverbindung führt diese Annahme, ohne gleichzeitige Berücksichtigung der sehr verwickelten Deformationsverhältnisse und des Seitendrucks, den die Strebenfüsse gegen die Bockständer nach aussen hervorrufen, zu erheblicher Unterschätzung der auftretenden Kräfte.

Ebenso ist es bei der Berechnung der Bockständer im allgemeinen üblich, die Querversteifungen zu vernachlässigen und ihre ganze Höhe als freie Knicklänge einzuführen.

Das grösste Biegemoment der Katzenträger tritt nach den früheren Untersuchungen, S. 775, unter dem Vorderrade der Laufkatze auf, wenn dieses um  $\frac{1}{4}$  des Radstandes die Balkenmitte überschritten hat, gleiche Raddrucke vorausgesetzt. Unter Bezugnahme auf diesen Fall und die in Fig. 708 eingeschriebenen Masse und Raddrucke von 2600 kg, bei denen das Eigengewicht der Katze und losen Rolle auf 400 kg, d. h. auf 100 kg für jede Achse, mit 2500 kg von der Nutzlast geschätzt ist, folgt zunächst der Auflagerdruck der beiden Träger, durch die Katzenbelastung, mit der Annahme freier Trägersauflage,

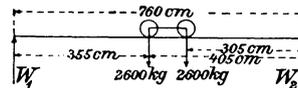


Fig. 708.

$$W_1' = \frac{2600(405 + 305)}{760} = \sim 2430 \text{ kg.}$$

Schätzen wir ferner das Eigengewicht des Trägers für das laufende Meter auf  $\sim 130$  kg, d. i. für jeden Träger zu  $7,6 \cdot 130 = \sim 1000$  kg, so entsteht hieraus eine Zunahme des Auflagerdrucks um  $W_1'' = 500$  kg, und der gemeinschaftliche Auflagerdruck wird  $W_1 = W_1' + W_1'' = 2430 + 500 = 2930$  kg.

Hieraus folgt, unter Berücksichtigung des Balkeneigengewichts, das grösste Biegemoment

$$\max M_b = 2930 \cdot 355 - \frac{355 \cdot 1,3 \cdot 355}{2} \sim 958\,234 \text{ kgcm.}$$

Wenn man eine Biegeanstrengung  $k_b = 700 \text{ kg/qcm}$  gestattet, ermittelt sich das erforderliche Widerstandsmoment  $W$  des Trägers nach den allgemeinen Biegesetzen aus

$$W = \frac{\max M_b}{k_b} = \frac{958\,234}{700} = 1370.$$

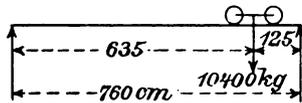


Fig. 709.

Dem entspricht als nächstliegender Werth das Normal I-Profil No. 40 mit dem Widerstandsmoment 1472.

Die Bockständer werden am ungünstigsten beansprucht, wenn sich die Laufkatze in der benachbarten Endstellung befindet. Für diesen Fall erhalten wir, unter Bezugnahme auf Fig. 709, den Druck auf den Ständerkopf von der Laufkatze

$$= \frac{10400}{760} \cdot 635 \dots \dots \dots \sim 8690 \text{ kg}$$

Hierzu schätzungsweise die Belastung durch unmittelbar über dem Kopfe liegende Konstruktionsteile des Triebwerks . . . . . 210 „  
und das halbe Eigengewicht der beiden Laufkatzenräger . . . . . 1000 „  
zusammen  $V_0 = 9900 \text{ kg}$ .

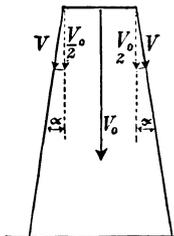


Fig. 710.

Dieser Druck zerlegt sich nach den Richtungen der beiden gespreizten Ständerfüsse für den Neigungswinkel  $\alpha$ , Fig. 710, in zwei gleich grosse Komponenten

$$V = \frac{V_0}{2 \cos \alpha}$$

Nach den Gerüstabmessungen ist  $\cos \alpha = \frac{6}{6,3}$  und somit

$$V = \frac{9900 \cdot 6,3}{2 \cdot 6} \sim 5200.$$

Aus der Knickfestigkeitsgleichung für das kleinste Trägheitsmoment der Stützen

$$\theta = \frac{\mathcal{E} \cdot V \cdot l^2 \alpha}{\pi^2}$$

erhalten wir für die ganze Knicklänge  $l = 603 \text{ cm}$  mit dem Dehnungskoeffizienten  $\alpha = \frac{1}{2\,000\,000}$  und dem, im Hinblick auf die vernachlässigten Querversteifungen, sehr reichlich bemessenen Sicherheitskoeffizienten  $\mathcal{E} = \text{etwa } 7$ .

$$\theta = \frac{7 \cdot 5200 \cdot 603^2}{\pi^2 \cdot 2\,000\,000} \sim 660.$$

Dem genügt das I-Profil No. 34 mit dem kleinsten Trägheitsmoment  $\theta = 692$ .

Den vorstehend berechneten Träger- und Stützenprofilen entsprechen die Betriebsnormalien der preussischen Staatsbahnen für die zugrunde gelegten äusseren Gerüstabmessungen und Belastungsverhältnisse ziemlich genau.

**Berechnung der Triebwerke.**

1. Lastwindtriebwerk. Der Lauf der Lastkette ist in Fig. 711 schematisch dargestellt. Der Wirkungsgrad der losen Lastkettenrolle  $A$  ist  $\eta_1 = 0,98$ , der Wirkungsgrad der Leitrollen  $B$  und  $C$  mit Umspannung eines Viertels ihrer Umfänge  $\eta_2 = 0,95$  zu setzen und hiernach für die Last  $Q = 10000 \text{ kg}$  die Belastung  $S_1$  der Kette beim Auflaufen auf die Trommel

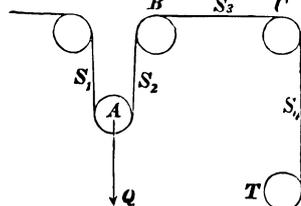


Fig. 711.

$$S_1 = \frac{Q}{2 \eta_1 \eta_2^2} = \frac{5000}{0,98 \cdot 0,95^2} \sim 5555 \text{ kg.}$$

Hierfür ist eine Kette von 24 mm Eisenstärke gewählt, deren zulässige Belastung nach der Kettentabelle, S. 24, zu 5760 kg angegeben ist. Die Durchmesser der Kettenrollen und der Rollen sind, wie üblich, zu  $\sim 20 \cdot 24 \sim 500$  angenommen.

Stellt man den Wirkungsgrad der Windentrommel mit  $\eta_3 = 0,97$  und die Gütegrade der beiden Stirnrädervorgelege mit je  $\eta_4 = 0,92$  in Rechnung, so folgt für den Wirkungsgrad des ganzen Windentriebwerks

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4^2 = 0,98 \cdot 0,95^2 \cdot 0,97 \cdot 0,92^2 \sim 0,74.$$

Bei 4 Arbeitern an den Doppelkurbeln von 400 mm Armlänge und je 14 kg Kurbeldruck erhalten wir

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{10000}{2 \cdot 0,74} \cdot \frac{250}{4 \cdot 14 \cdot 400} = 75,4.$$

Hierfür findet sich in der Ausführung nach der Zahnradertabelle auf Taf. 68 die Übersetzung des Doppelvorgeleges

$$\frac{75}{10} \cdot \frac{122}{12} = 76,25.$$

Beim Einrücken der Wechselräder für kleinere Lasten ergibt sich nach der Rädertabelle die Übersetzung

$$\frac{75}{19} \cdot \frac{104}{30} = 26,$$

womit noch Lasten bis etwa 3400 kg aufgewunden werden können.

Die preussischen Normalien schreiben in Übereinstimmung mit den vorstehenden Werthen, für die Räderübersetzung zwischen Kurbel- und Trommelwelle die Werthe von etwa 1:75 und 1:25 vor, unter Annahme eines Kurbeldrucks von  $\geq 15$  kg für jeden der 4 Arbeiter.

Bei den schwereren Bockkrahnen mit 15000 kg und 20000 kg Tragkraft wird der Lasthaken in eine lose Flasche mit zwei losen Rollen eingehängt, um die Kettenstärke auf 22 mm, bezw. 25 mm zu beschränken. In der Laufkatze sind dann 3 Leitrollen einzuschalten. Bei den 15000 kg-Krahnen findet sich für die beiden Laststufen die zugehörige Räderübersetzung zwischen Kurbelwelle und Trommelwelle zu 1:55, bezw. 1:25 angenommen, und für die 20000 kg-Krahne 1:85 bezw. 1:30, mit 450 mm Rollen- und Trommeldurchmesser im ersten Fall und 500 mm im zweiten.

Die Lastgeschwindigkeit ermittelt sich am einfachsten aus der Gleichheit zwischen der Nutzarbeit am Haken, einschliesslich der Wirkungsverluste und der aufgewendeten Arbeit an den Kurbeln. Hieraus folgt für den vorstehend behandelten Fall mit der mittleren Kurbelgeschwindigkeit von 600 mm in der Sekunde die Hubgeschwindigkeit der Grenzlast  $v$  aus

$$v \cdot \frac{10000}{0,74} = 4 \cdot 14 \cdot 600 \text{ d. i. } v = \sim 2,5 \text{ mm} = 0,15 \text{ m/min.}$$

Lasten bis 3400 kg werden mit dem Wechselrädernpaare bei gleicher Kurbelgeschwindigkeit etwas über 7 mm in der Sekunde, d. i. 0,42 m/min, gehoben.

2. Laufkatzentriebwerk. Die Widerstände der Laufkatzenbewegung sind früher, S. 618 u. f., für die vorliegende Anordnung allgemein erörtert, und die dort benutzten Zahlenwerthe entsprechen den hier vorhandenen Verhältnissen. Wir fanden S. 621 den Umfangswiderstand an der Daumentreibrolle von 500 mm Durchmesser rechnermässig zu  $\sim 1900$  kg. Schätzt man das Güteverhältniss des zum Antrieb eingeschalteten, dreifachen Zahnradervorgeleges wegen der beiden Kegeleräderpaare im Mittel nur zu 0,91, so wird bei 250 mm Daumenrollendurchmesser, also 125 mm Lastarm und 400 Kurbelarmlänge, wenn man im Hinblick auf die kurze Arbeitszeit und seltene Vollbelastung den Kurbeldruck im Entwurf ausnahmsweise für zwei Mann auf 40 kg steigert

$$\frac{\text{Lastmoment}}{\text{Kraftmoment}} = \frac{1900 \cdot 125}{0,91^3 \cdot 40 \cdot 400} \sim 19,8$$

In der Ausführung findet man nach den Zähnezahlen der einzelnen Räder in naher Übereinstimmung hiermit die Übersetzung

$$\frac{84}{12} \cdot \frac{29}{17} \cdot \frac{29}{17} = 20,4.$$

Da sich die Widerstände nicht selten durch mangelhafte Wartung der unregelmässig benutzten Krahne noch weiter erhöhen, hat sich bei ähnlichen Anlagen mehrfach die Nothwendigkeit herausgestellt, nachträglich noch ein weiteres Vorgelege einzubauen. In den neueren preussischen Überladekrahnen ist deshalb allgemein neben der auf Taf. 68 gezeichneten Kurbelwelle für das Fahrtriebwerk noch eine zweite gelagert, die durch

ein Stirnräderpaar mit der Übersetzung 1:2 in die erste eingreift. Die vorhandene Kurbel kann durch Abnehmen von ihrem Vierkant und durch Versetzen nach Bedürfniss auf der einen oder auf der anderen Welle benutzt werden, so dass im vorliegenden Fall, durch Einschalten der Hilfsvorgelegewelle, die Gesamtübersetzung für die Laufkatzenverschiebung auf  $\sim 1:40$  gesteigert werden würde.

Bei den Überladekrahnen für 15000 kg und 20000 kg Tragkraft erhöht sich der Fahrwiderstand der Laufkatze durch die vermehrte Rollenzahl des Lastflaschenzuges sehr erheblich. Man findet deshalb bei 16 mm starken Zugketten für 15000 kg Hakenbelastung und 300 mm Daumenrollendurchmesser die Räderübersetzung zwischen Daumenrolle und Fahrkurbelwelle auf 1:30 oder mit dem Hilfsvorgelege auf 1:60 gesteigert und für 20000 kg Hakenbelastung mit 18 mm starken Zugketten und 350 mm Daumenraddurchmesser 1:40 bzw. 1:80 angenommen. Die Durchmesser der Laufkatzenräder sind stets in Übereinstimmung mit den zugehörigen Kettenrollendurchmessern gewählt, also für die 15000 kg-Bockkrahne zu 450 mm, für die 20000 kg-Krahne zu 500 mm, bei 115, bzw. 130 mm Durchmesser der Rollenachsen in der Mitte, und 70, bzw. 80 mm Zapfendurchmesser. Der Radstand der Laufkatzen beträgt für die 15000 kg-Krahne 1100 mm, für die 20000 kg-Krahne 1200 mm. Für die Laufkatzen-träger finden die I-Normalprofile No. 45 und 50 Verwendung, für die Ständerfüsse No. 40 und 45.

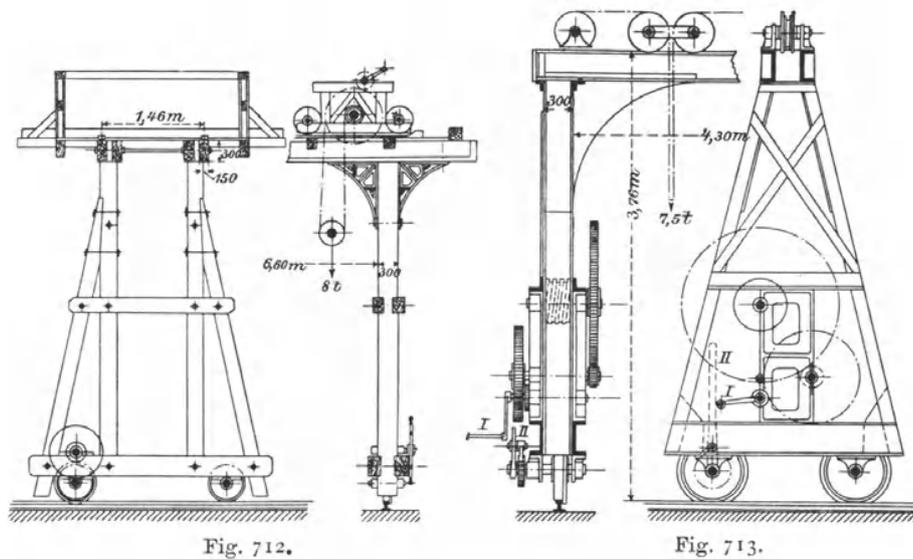
#### 7. Fahrbare Bockkrahne — Rollkrahne.

In einzelnen Fällen liegt die Nothwendigkeit vor, Bockkrahne durch Laufräder ortsveränderlich zu machen, um sie bei wechselnden Verhältnissen an verschiedenen Stellen benutzen zu können. Man bezeichnet die Konstruktion, von welcher Skizze 712, S. 865, eine Ausführung in Holz, Skizze 713, S. 865, eine solche in Eisen veranschaulicht, häufig kurz als Rollkrahne. \*) Das Bedürfniss hierfür wird vorzugsweise auf ausgedehnten Steinhauerwerkplätzen empfunden, wo die einzelnen Steinblöcke über den ganzen Werkplatz zerstreut liegen und da bearbeitet werden, wo sich bei ihrer Ankunft ein Platz zur Ablagerung im Bereich der Krahnbahn findet, von dem sie nachher auch wieder aufzuladen sind. Ebenso finden die Krahne auf Lagerplätzen für Langholz und Walzeisen und in Kesselschmieden zum Verladen ziemlich häufig Verwendung. Die Gesamtkonstruktion unterscheidet sich bei Handbetrieb von den feststehenden Bockkrahnen nur durch die Laufrollen unter den Bockständern mit einem Zahnrädertriebwerk, das durch Ratschenhebel, Griffräder oder Kurbeln in Thätigkeit gesetzt wird. Lastwinde und Kurbelantrieb für die Laufkatze können entweder zur Bedienung von unten am Bockständer eingebaut oder in der Laufkatze selbst untergebracht werden, mit allen Ausführungsarten, die sich bei Bühnenlaufkrahnen finden. In der Gerüstkonstruktion ist der Aussteifung der Ständerfüsse und der Verbindung zwischen den Ständern und den Laufkatzenträgern ganz besondere Aufmerksamkeit zu widmen und doppel-

\*) Riedler-Gutermuth, Skizzen zu den Vorlesungen über Lasthebeamaschinen. Ein fahrbarer Bockkrahne von aussergewöhnlicher Spannweite,  $\sim 61$  m für einen grossen Lagerplatz, von der Wellman-Leaver Engineering Company ausgeführt, ist im Iron Age, December 1896, S. 1188, und im Engineering, Januar 1897, S. 102, mit zahlreichen Konstruktionseinzelheiten veröffentlicht. — Ein anderer fahrbarer Bockkrahne von 30 m Höhe und 29 m lichter Spannweite ist auf der Werft von Harland & Wolff in Belfast für die Nietarbeiten an eisernen Schiffen mit drei hydraulischen Krahnen auf der Bühne und vier Derrick-Krahnen an den vier Ecken im Betrieb; siehe Engineering, Januar 1898, S. 110. In Woolwich ist zur Ergänzung eines älteren Krahnes mit Dampftrieb ein neuer elektrisch betriebener Bockkrahne mit ringförmiger Kreisbahn aufgestellt. Siehe Iron Age, Januar 1898, Electric Circular Travelling Crane.

seitiger Fahrtrieb für die Fussrollen vorzusehen, weil sich sonst der ganze Krahn durch eckende Verbiegungen im Gerüst unter Umständen in seiner Laufbahn festklemmt. Für die Eisenkonstruktion der Ständer bieten die Portalkrahne, Taf. 44 und 46, mit Textfigur 566, S. 699, beachtenswerthe Beispiele.

Der vollen Würdigung der fahrbaren Bockkrahne und ihrer weiteren Verbreitung sind bisher vor allem zwei Gründe hinderlich gewesen, die störende Beschränkung der Ortsveränderlichkeit bei dem meist üblichen Handbetrieb, durch den die schweren Bockgerüste nur mühsam und schneckenartig fortbewegt werden können, und die Seltenheit so grosser Arbeitsplätze, dass sich die Ausrüstung der Krahne mit Dampftrieb wirtschaftlich lohnte. Ein Fortschritt in dieser Beziehung, im Interesse des Umladeverkehrs auf grösseren Eisenbahnhöfen, ist aber von der Anwendung des elektrischen Betriebes zu erwarten. Die jetzt auf den Stationen benutzten fest-



stehenden Bockkrahne genügen bei dem Mangel eines eigentlichen Lagerplatzes nur mässigen Verkehrsbedürfnissen und setzen voraus, dass zum Umladen Landfuhrwerk und Eisenbahnwagen gleichzeitig zur Stelle sind, weil der Krahn so lange für weitere Verwendung unbenutzbar bleibt, bis die von ihm aufgenommene oder abgesetzte Last vollständig umgeladen ist. Der fahrbare Krahn gestattet demgegenüber eine beliebige Trennung zwischen Ab- und Aufladezeit der einzelnen Last, weil er den zeitweilig belegten Ladeplatz sofort wieder verlassen kann, um an einer anderen Stelle in Thätigkeit zu treten. Seine Verwendbarkeit steigt mit der Ausbildung seiner Triebwerke für schnelle und leichte Ortsveränderlichkeit.

**Fahrbarer Gerüstkrahne mit Handtrieb für Trägerlager.**

Von E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Der Krahn, Fig. 714 bis 716, S. 866, ist ein fahrbarer Bockkrahne mit grossen Abmessungen für das Trägerlager der Firma Joh. Chr. Schultze & Sohn, Nachfolger, in Berlin von 4,7 m lichter Höhe, 13 m Spannweite zwischen den Füssen und 4 m nutzbarer Ausladung an beiden Enden. Die Träger werden am einen Ende von den Eisenbahnwagen abgeladen und zwischen die Krahnfüsse zum Aufstapeln geschafft, auf der anderen Seite vom Lager-



Brücke befahren und den Umladeverkehr in zwei Hälften trennen, so dass die Lasten nöthigenfalls in der Mitte von der einen Katze durch die andere übernommen werden müssen.

Die Brücke mit innen liegender Katzenbahn wird von den Kopfbalken der einseitigen Ständerfüsse getragen und ist ausserdem mit der senkrechten Stirnfläche der Ständer vernietet.

Die endlosen kalibrierten Fahrketten der Katzen werden von unten durch Haspelketten in Thätigkeit gesetzt, die aussen neben den Brückenständern herabhängen und durch eine oben an den Auslegern gelagerte Transmissionswelle die Fahrkettennuss im Auslegerkopf durch eine starke Kegelradübersetzung antreiben.

Die toten Enden der Lastseile beider Katzen sind in der Brückenmitte befestigt und laufen vom Auslegerkopf über zwei wagerechte Um- und Ablenkrollen nach den Brückenständern zurück, wo sie durch eine senkrechte Leitrolle der unten im Ständerfuss eingebauten Winde zugeführt werden. Die Triebwerkübersetzung ist auf eine lose Rolle und doppelte Stirnradvorgelege mit Antrieb durch eine Kurbel für 2 Mann vertheilt und die Winde im übrigen mit Sicherheitsbremsen ausgerüstet.

Die Kurbelwelle für das Fahrtriebwerk des ganzen Krahnes liegt ebenfalls im Ständerfuss und arbeitet durch eine innerhalb des Gerüstprofils über Leitrollen geführte kalibrierte Kette auf das einfache Stirnradvorgelege des stärker belasteten Laufrades.

Kräftige Diagonalstreben für die Eckverbindung zwischen Brücke und Ständer, das Trägersystem der Brücke und der starke Ständerverband geben der ganzen Konstruktion ausreichende Steifigkeit für den Handbetrieb, und das getrennte Fahrwerk der beiden Ständer ermöglicht eckende Bewegungen beim Fahren jederzeit auszugleichen.

Die Brücke wird in der ganzen Länge durch ein Wellblechdach überdeckt. Ausserdem sind noch über den Winden im Ständerfuss besondere Schutzdächer angebracht.

Von dem Gesamtteigengewicht 11 200 kg entfallen ungefähr 3200 kg auf Triebwerktheile, Laufräder, Achsen und Lager, 8000 kg auf das eigentliche Krahngerüst mit Wellblechdach. \*)

#### **Fahrbarer Bockkrahne für 43 m Spannweite und 5 t mit elektrischer Ausrüstung.**

Ausgeführt von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft  
vorm. Bechem & Keetman.

Der Krahne, Fig. 717, S. 868, für 5 t bei 43,3 m Spannweite von Bechem und Keetman ist für die grossen Verhältnisse mit einer ganz eigenartigen Gerüstform hergestellt, um grosse Steifigkeit bei möglichst geringem Gewicht zu erreichen. Der Hauptträger ist zu dem Zweck als Fachwerkträger in Dreieckform mit abwärts gerichteter Spitze und oben liegender Fahrbahn für die Laufkatze ausgeführt, so dass die beiden schrägen Seitenflächen gleichzeitig als Hauptträger und Winddruckverstrebung dienen und die Lastseile zu beiden Seiten des Trägers von der Katze herabhängend unten die Last mit zwei Haken aufnehmen. An den Trägerenden schliessen sich die in Pyramidenform ausgeführten gespreizten Bockfüsse an die schrägen Seitenflächen des Hauptträgers an und liefern eine einheitliche, gefällige Lösung der ganzen Gerüstkonstruktion.

\*) Fahrbare Bockkrahne mit elektrischem Betrieb von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. Beck & Henkel in Cassel für den Bochumer Verein für Bergbau und Gusstahlfabrikation zum Bedienen eines Fallwerkes und einer Glühgrube hat W. Müller in der Z. d. V. d. I. 1901, S. 691 u. f., veröffentlicht. Siehe auch die Textfortsetzung.

Die mit Winde und Fahrtriebwerk ausgerüstete Laufkatze hebt die volle Last 25 m/min und besitzt eine Fahrgeschwindigkeit von 120 m/min.

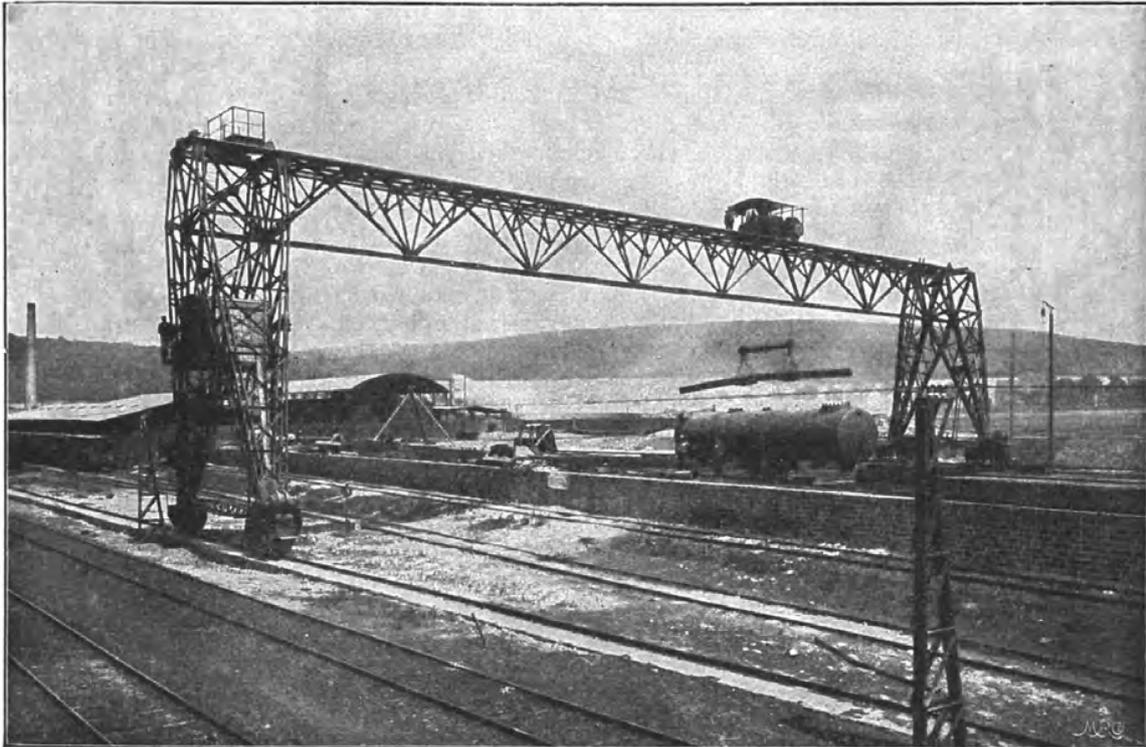


Fig. 717.

Die Fahrmotoren des Bockgerüsts, welche auf beiden Seiten auf den Ständerfüßen untergebracht sind, liefern eine Fahrgeschwindigkeit von 200 m/min.\*)

**Verladekrahne für Profileisen von der Duisburger Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Bechem & Keetman, mit elektrischem Betrieb.**

Der Krahne, Fig. 718 und 719, ist für die Société Métallurgique Dnieproviennne du Midi de la Russie in Kamenskoje ausgeführt.\*\*) Das fahrbare Gerüst besteht aus einem portalartigen Bock als Unterbau, und der quer darüberliegenden langen Laufkatzenbahn, welche nach beiden Seiten von leichtem Fachwerk getragen um 43 m ausladet. Jeder der vier Jochfüsse des Portals stützt sich mit 4 Laufrädern auf zwei Schienenbahnen ab, so dass der Krahne im ganzen mit 16 Rädern auf 4 Schienen rollt. Der Fahrtrieb erfolgt durch zwei parallel geschaltete, unter sich durch eine Ausgleichstransmission gekuppelte Motoren, die auf der Stirnseite des Portals unten auf den Jochfüssen liegen. Die Ausgleichstransmission besteht aus

\*) Siehe ferner Uellner, Elektrisch betriebene Hebezeuge, Z. d. V. d. I. 1901, S. 293 u. f., mit Taf. VII, enthaltend Zeichnungen und Beschreibung zweier fahrbarer Bockkrahne für Steinbrüche, mit Auskragnng an beiden Enden für 40 t u. 40 m Katzenbahn, sowie 60 t u. 35 m Katzenbahn, ausgeführt von der Compagnie Internationale d'Electricité in Lüttich.

\*\*) Vergl. den Bericht des Verfassers über die Düsseldorf'er Ausstellung, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1664.

zwei senkrechten und einer wagerechten Welle, welche die Jochöffnung umrahmen. Ausserdem besitzt jeder Motor die erforderlichen Vorgelege zum Antrieb der Laufräder. Je vier zu einem Satz vereinigte Räder nehmen durch Querbaleanciers gleichmässig vertheilte Belastungen auf.

Die Jochöffnung senkrecht zur Ladebrücke überspannt bei 8 m mittlerer Stützweite der Jochfüsse ein normalspuriges Eisenbahngleis. Die Verladegleise haben dieselbe Richtung wie das Krahngeleis, so dass die zu verladenden Profileisen senkrecht hierzu, wie in Fig. 718 angedeutet, durch die seitlichen Jochöffnungen geführt werden müssen. Die lichte Weite dieser Öffnungen ist für 15 m grösste Profileisenlänge zu 16 m, die mittlere Stützweite der Jochfüsse auf dieser Seite zu 17 m angenommen. Unten liegt zwischen den Füßen ein kräftiger Querverband.

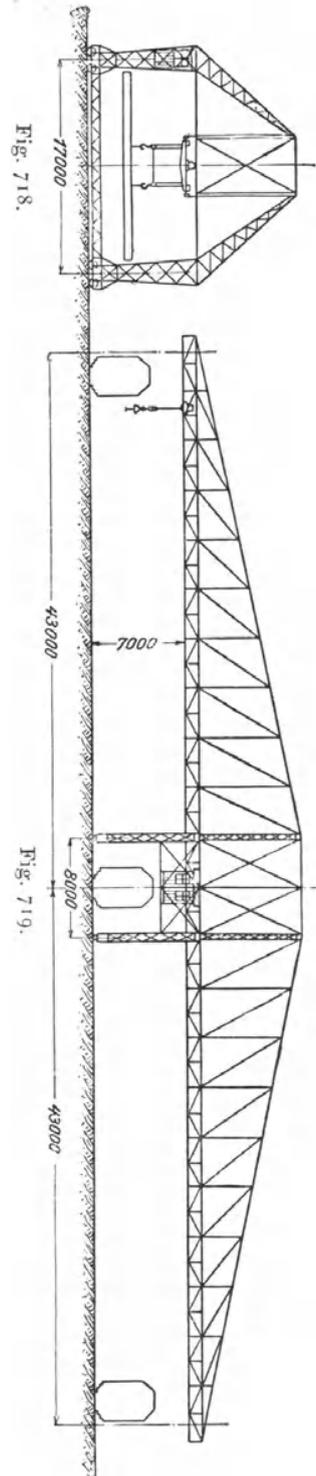
Die Laufkatze hat 4,59 m Spurweite. Ihre Schienen liegen auf der untersten Gurtung der Ladebrücke. Die Katzensausrüstung besteht aus dem Fahrtriebwerk mit zugehörigem Motor und einer Winde, deren Motor mit einfachem Schneckenvorgelege durch die Schneckenradwelle auf zwei gleichachsigt gelagerte, 4,2 m auseinander liegende Trommeln arbeitet, um die langen, vom Lagerplatz aufzunehmenden Profileisen gleichzeitig durch zwei Haken in zwei genügend weit auseinander liegenden Punkten zu fassen. Zur Sicherung des gegenseitigen Abstandes sind die beiden Hakenflaschen durch eine Schiene miteinander verbunden. Die Profileisen selbst werden durch Kniehebelzangen gefasst, die man in die Flaschenhaken einhängt.

Die Lasthubgeschwindigkeit beträgt 12 m/m, die Katzenfahrsgeschwindigkeit 90 m/min und die Fahrsgeschwindigkeit des ganzen Verladekrahnes 75 m/min.

Die Anlage wird mit Drehstrom von 90 V. betrieben.

**Fahrbarer Universalbockkrahnn von Wilke  
in Braunschweig.**

Wilke in Braunschweig hat Entwürfe für einen fahrbaren Bockkrahnn ausgearbeitet und zum Patent angemeldet, dessen Füsse auf 4 kleinen Drehschemeln mit je zwei hintereinander laufenden Rädern stehen. Die Drehzapfen sind in pendelnd zwischen die Krahnfüsse eingebauten Halslagern untergebracht, um Ungleichheiten der Fahrbahn leichter zu überwinden. Der Antrieb der Laufräder erfolgt von der Bockbühne aus mit mehrfachen Kegelräderübersetzungen durch zwei von der Bühnenwelle abzweigende, senkrechte Wellen auf jeder Bockseite, welche unten



über den Fusskasten gelagerte wagerechte Wellen in Thätigkeit setzen, von denen schliesslich der Fahrtrieb auf den Radsatz jedes Laufwerkes abgegeben wird.

Wilke beabsichtigt auf diese Weise, wie in den Modellphotographien, Fig. 720a und 720b, angedeutet, mit einem derart beweglichen Krahn unter Einschaltung von Drehscheiben in den Schienengeleisen, die nur den einen Krahnbock aufnehmen, durch Viertelkreisschwenkungen auf einer koncen-

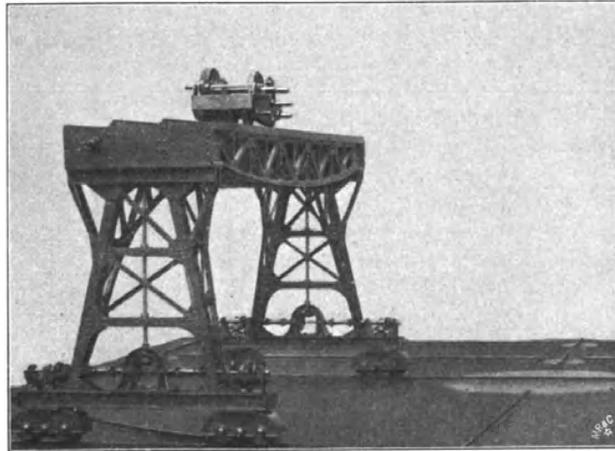


Fig. 720a.

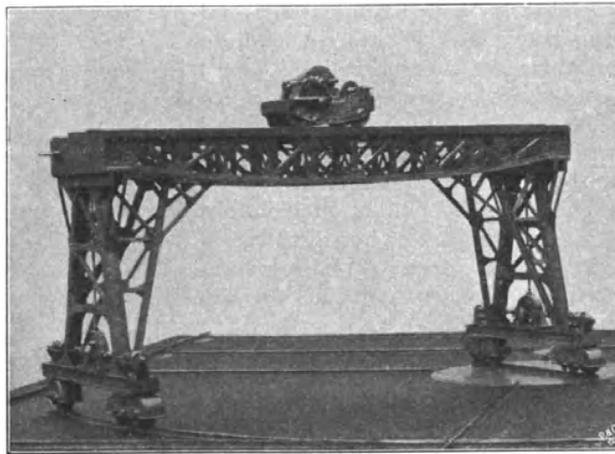


Fig. 720b.

trischen festgelagerten Schiene für den anderen Bock, beliebig von einem Schienengeleise auf ein dazu senkrecht liegendes überzugehen und grosse Lagerplätze mit einem einzigen Krahn nach jeder Richtung zu beherrschen. Über den erhofften Nutzen lässt sich zur Zeit, in Ermangelung betriebsfähiger Ausführungen im grossen, noch kein abschliessendes Urtheil fällen, und nur sagen, dass bei den grossen Kräften, die von den Drehscheiben aufzunehmen sind und den Unzuträglichkeiten, die sich schon häufig beim Fahren weitgespannter Bockkrahne mit starren Füssen ergeben, erhebliche konstruktive Schwierigkeiten zu überwinden sein werden, bis der Gedanke

praktisch brauchbar verwirklicht wird. — Vergl. im übrigen den Giesserei-  
krahnen von Gruson, bei welchem mit hydraulischen Konstruktionselementen  
die Aufgabe eines derart allseitig dreh- und fahrbaren Krahnes schon vor  
30 Jahren für ganz bestimmte Zwecke mit vollem Erfolg gelöst ist, Taf. 78  
mit Text, Bd. II, S. 492. Die Unterbringung der Fahrmotoren für den ganzen  
Krahn unten auf den Laufwagen und die stabilere Abstützung durch vier-  
rädrige Wagen dieser älteren Ausführung sind jedenfalls beachtenswerth,  
und selbst die kräftigen Dreh- und Stützzapfen, welche die hydraulischen  
Kolben bilden, können sich vielleicht noch brauchbarer erweisen als die vier  
kleinen Drehschemel von Wilke, da die Abstützung durch solche Drehzapfen-  
kolben auf Fettpolstern mit Liderung statt auf Wasser bei sonst elektrischer  
Ausrüstung nicht ausgeschlossen erscheint.

#### v. Hellinglaufkrahne.

#### Hellingkrahne von der Brown Hoisting and Conveying Machine Co. und von der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetman.

Weitere Riesenaufgaben für den Krahnbau erwachsen aus den Anforder-  
ungen des modernen Schiffbaues für Kriegs- und Handelsschiffe, wo ge-  
waltige Materialmassen auf den Stapelplätzen über die Länge der im Bau  
begriffenen Schiffe zu vertheilen und mit fortschreitender Höhe des Schiff-  
rumpfes auf beträchtliche Höhe zu heben sind.

Fig. 721 u. 722 veranschaulichen die allgemeine Anordnung eines der-  
artigen Zwecken dienenden grossen Krahnes, welcher u. a. von der Brown

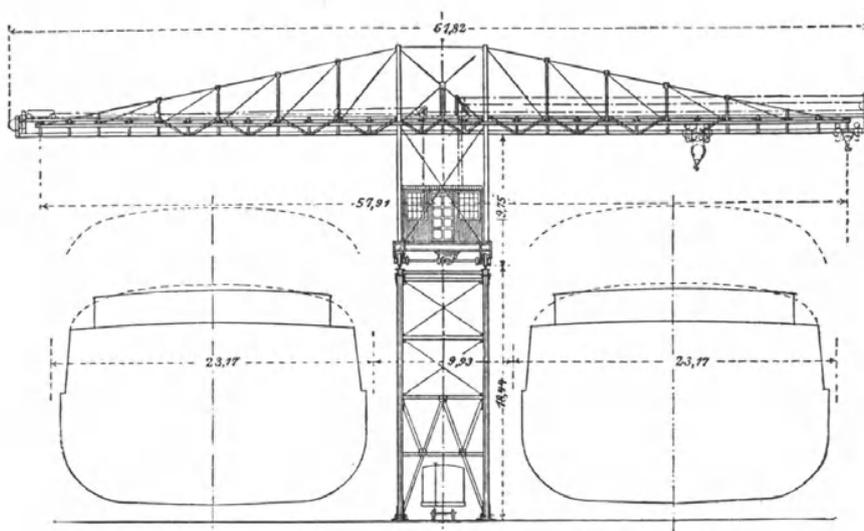


Fig. 721.

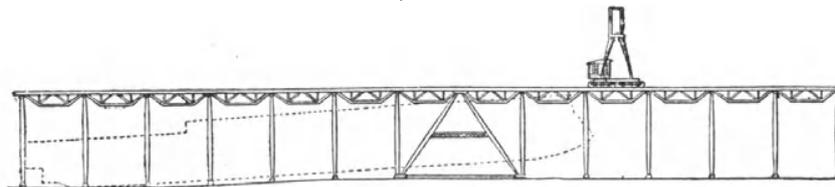


Fig. 722.

Hoisting & Conveying Machine Co. in Cleveland für die Schiffswerft von  
William Cramp & Sons in 3 Ausführungen für den Bau von Panzerschiffen,

Kreuzern und Handelsschiffen geliefert ist und von denen jeder Krahn gleichzeitig zwei zu den Längsseiten seines Hauptgerüsts auf Stapel liegende Schiffsbauten bedient. \*)

Der Unterbau besteht aus einem langen Hochbaugerüst mit Zufahrgeleise im Innern für das mit der Bahn heranzuschaffende Schiffsbaumaterial und einer Schienenbahn auf dem Kopf für einen Bockkrahn, dessen brückenförmiger Laufkatzenausleger mit seinen symmetrisch nach beiden Seiten weit auskragenden Armen die beiderseitigen Bauplätze beherrscht. Die Hauptabmessungen für die in Rede stehende Werft sind in nachstehender Übersicht zusammengestellt.

Bestimmung des Krahnes  für	Länge des Hauptgerüsts  m	Spurweite des Krahngerüsts  m	Ganze Länge des Auslegers  m	Lichte Höhe bis Unterkante Ausleger  m	Bereich des Krahnes auf jeder Seite  m	Grösste Last für eine Verschiebung der Katze aus der Mitte um  t	m	Grösste Verschiebung aus der Mitte für eine Last von  t	
Panzerschiffe	166,72	6,1	61,82	28,2	23,1	11,4	18,3	29	4,0
Kreuzer	177,39	4,27	43,84	25,9	16,5	11,4	11,0	—	—
Handelsschiffe	202,39	4,27	51,46	29,0	20,1	9	14,0	23,7	2,7

Zum Ausgleich der Kippmomente wird gleichzeitig mit dem Ausfahren der Katze nach der einen Seite ein Gegengewicht in entgegengesetzter Richtung bewegt. Der Betrieb ist elektrisch, aber die Einzeltriebwerke sind durch Reibkupplungen von der ständig laufenden Motorwelle abgezweigt und gestatten beispielsweise bei dem Panzerschiffkrahn gleichzeitiges Heben der grössten Last mit 38 m/min, während der Laufkrahn mit 210 m/min über das Gerüst hinfährt und ausserdem auch noch die Katze läuft. Lasten bis 4 t können mit 107 m/min Geschwindigkeit gehoben werden.

Eine ähnliche Anlage ist von der Duisburger Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. Bechem & Keetman, aber mit zwei Brückenlaufkrahnen für den Bremer Vulcan in Vegesack für ein Hellinggerüst von 184,5 m Länge und 29,82 m Höhe geliefert, dessen Laufkatzenbahnen nach jeder Seite um 26,5 m auskragt, so dass das im ganzen bestrichene nutzbare Arbeitsfeld 175 m Länge und 50,5 m Breite misst.

Die Laufkatze kann hierbei bis zur grössten Ausladung mit 3 t, bis etwas über die Hälfte ihrer Fahrbahn mit 6 t belastet werden und läuft vom einen Ende ihrer Bahn bis zum anderen frei durch das Bockgerüst, von dem sie getragen wird. Werden beide Krahne zusammengefahren, so kann man ihre Hakenflaschen durch einen Balancier kuppeln, um Werkstücke bis zu 10 t Gewicht gemeinsam hochzuwinden. Die einzelnen Triebwerke sind mit gesondertem Antrieb durch Hauptstrommotoren ausgerüstet.

Unten im Hellinggerüst befinden sich in geeigneten Abständen an zwei schräg gegenüberstehenden Gerüstsäulen Drehkrahne von je 3 t Tragfähigkeit, um das auf der Schmalspurbahn ankommende Material aufzunehmen und nach aussen zu schwenken, damit es von der oben befindlichen Katzenwinde aufgenommen werden kann. Die Aufstellung dieser Krahne ermöglicht auch hier ein Zusammenarbeiten und gemeinsames Heraus-schwenken von Lasten bis 6 t. \*\*)

\*) The Iron Age, 22. Juni 1899, S. 1, und hiernach Z. d. V. d. I. 1899, S. 1541 u. 1542.

\*\*) Bericht des Verfassers über die Ausstellung in Düsseldorf, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1663.

Die Hellings der Krupp'schen Germania-Werft in Kiel sind in gedeckten Hallen untergebracht und arbeiten mit Deckenlaufkrahnen.

Weiteres Material über Hellinganlagen findet sich in den unten angeführten Quellen.\*)

#### **φ. Hochbahnkrahne. — Verladebrücken für Erz und Kohlen.**

Das beschränkte Arbeitsfeld der Dreh- und Laufkrahne, sowie die Geschwindigkeitsgrenzen für das Schwenken und Fahren grosser Krahngerüste genügen den Anforderungen des riesigen Umladeverkehrs von Massengütern, wie Kohle, Erz u. dergl. nicht, wenn das Material von den Transportfahrzeugen aus über weit ausgedehnte Stapelplätze zu vertheilen oder umgekehrt von grossen Lagerstätten aufzunehmen und für den Versand zu verladen ist. Hier müssen die Hebemaschinen unmittelbar mit wagerechten Transportvorrichtungen zusammenwirken, die in ähnlicher Weise, wie die vorstehend beschriebenen Hellinganlagen, als Hochbahnen anzulegen sind, um den sonstigen Verkehr möglichst wenig zu behindern und die Lagerplätze in ihrer ganzen Ausdehnung von oben bestreichen und bedienen zu können. Ausserdem ist danach zu streben, die mit der Nutzlast in Bewegung zu setzenden toten Massen auf das Transporttriebwerk und die unentbehrlichen Fördergefässe zu beschränken.

Derartige Anlagen sind zum Entladen von Kohlen, Erzen, Kalksteinen, Schlick, Erde u. s. f. zuerst in Amerika entwickelt und bieten eine wesentliche Ergänzung der weit älteren hydraulischen Kohlenkipper und Sturzgerüste — Bd. II, S. 732 u. f., die durch das Entleeren ganzer Wagenladungen nur zum Umladen von Massengütern in Schiffe, nicht umgekehrt verwendbar sind.

#### **Hochbahnkrahne mit automatischer Bahn von Hunt in New-York.**

Von den amerikanischen Firmen, die sich mit Umladevorrichtungen der vorstehend angedeuteten Art beschäftigen, ist vor allem die C. W. Hunt Company in New-York auf dem europäischen Kontinent durch die Ausführungen bekannt geworden, welche J. Pohligh in Köln seit dem Jahre 1894 an einer Reihe von Plätzen nach der Hunt'schen Bauart hergestellt hat. Die chemische Fabrik von Albert in Bieberich a. Rh., das Rheinisch-westfälische Kohlsyndikat in Ludwigshafen a. Rh., das Elektrizitätswerk „Obersee“ in Berlin, das neue Gaswerk der Stadt Zürich und das Eisenwerk „Kraft“ des Grafen Guido Henkel von Donnersmarck in Kratzwieck bei Stettin arbeiten mit Hunt'schen Umladern von Pohligh.\*\*)

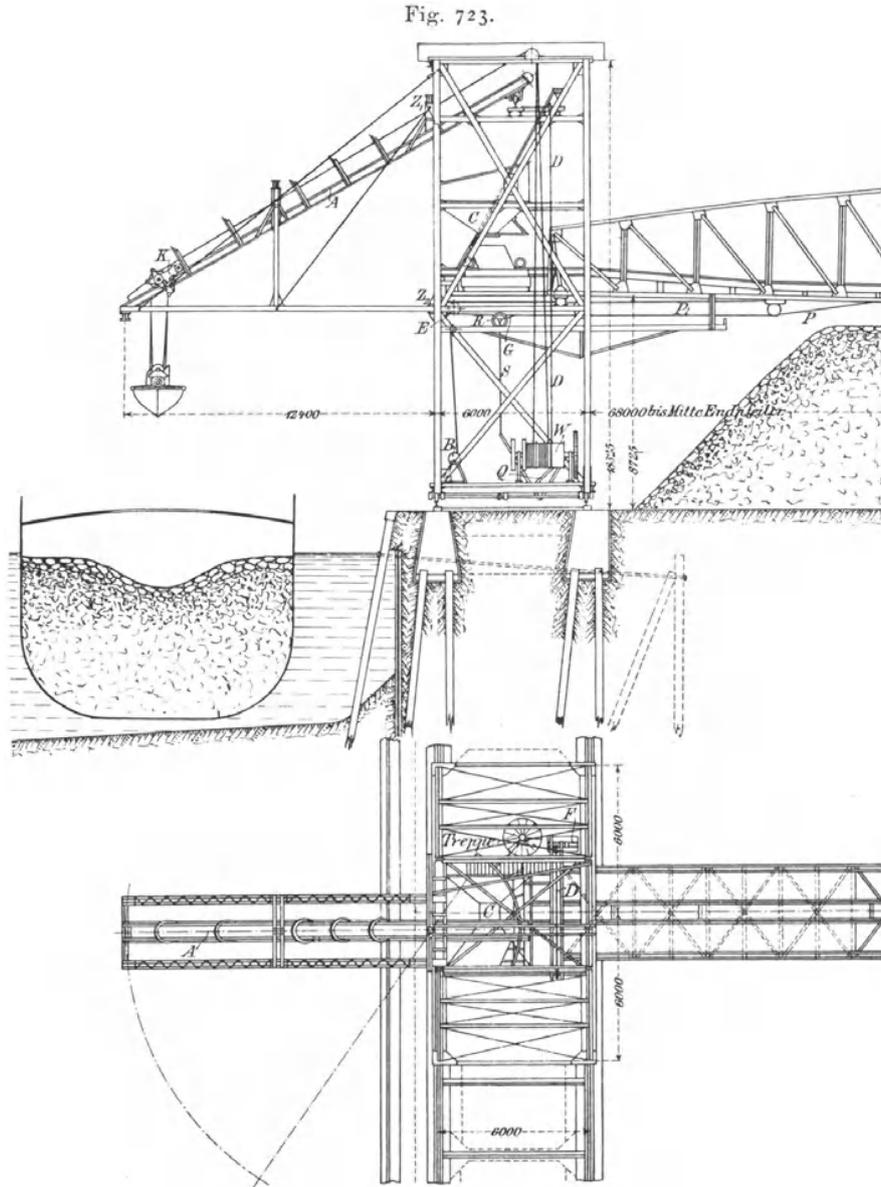
Fig. 723 bis 728, S. 874 u. 875, stellen die Anordnung der für Kratzwieck gelieferten Einrichtung dar, wo vier Stück zum Entladen von Erz und Kohlen mit einer stündlichen Leistung von je 40 bis 50 t im Betrieb sind.

Der leitende Konstruktionsgedanke verfolgt das Ziel, das Material, je nach seiner Beschaffenheit, wie z. B. Kohlen in Selbstgreifern oder grobstückiges Erz in Kübeln, die von Hand vollgeschaufelt werden, aus dem

\*) T. Schwarz, Moderne Werftanlagen und ihre voraussichtliche Entwicklung. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1901, S. 55, und ebendort 1902, S. 224, in dem Aufsatz desselben Verfassers „Der amerikanische Schiffbau im letzten Jahrzehnt“. Der zweite Aufsatz findet sich auch in Stahl und Eisen 1902, S. 31. Ferner J. Dunn. The arrangement and equipment of ship building works. Engineering, 2. August 1902, S. 169 u. f. Siehe auch Z. d. V. d. I. 1903, S. 412. Fig. 96 bis 99.

\*\*) Allgemeine Entwurfskizzen der angeführten Anlagen finden sich in: M. Buhle, Über Kohlentransport- und Lagerungs-Einrichtungen. Glaser's Annalen, August 1898, S. 41 u. f.

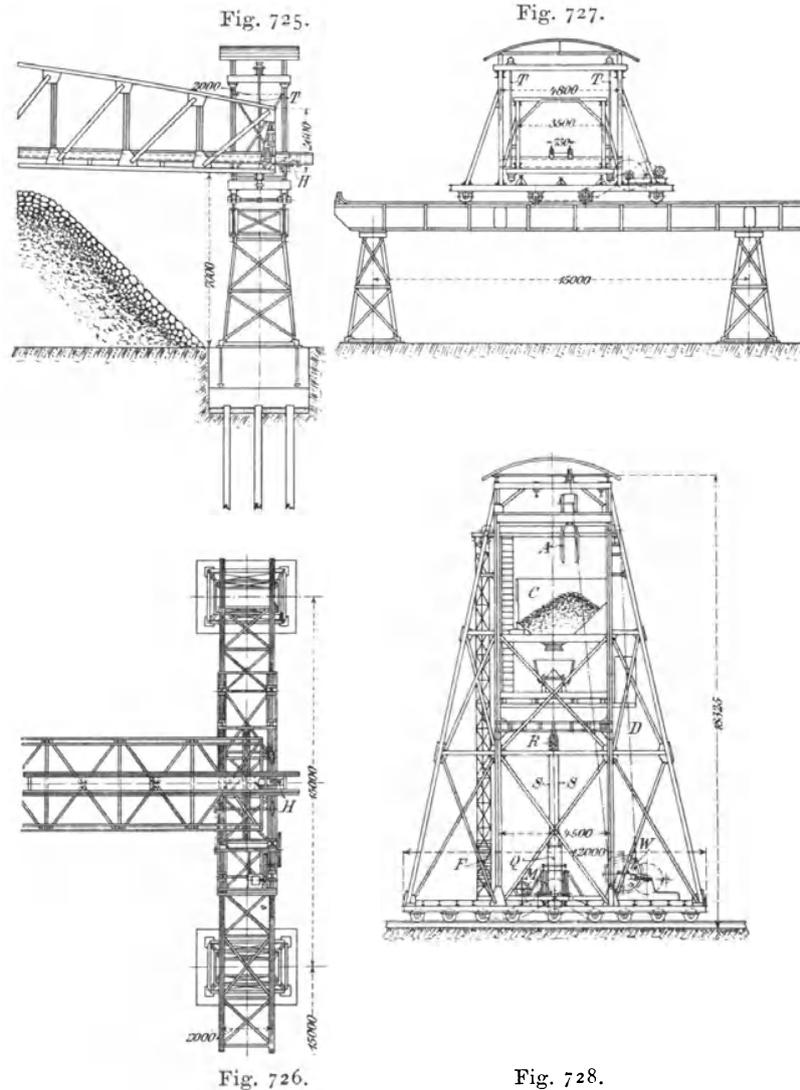
Schiff zunächst bis zum unteren Ende eines Auslegers *A*, Fig. 724, emporzuwinden, der vom Kopf eines am Quai fest oder fahrbar aufgestellten eisernen Förderthurmes in genügender Länge über den Wasserspiegel fortragt. Das gehobene Fördergefäß wird dann, ohne die Winde zu stoppen,



mit der Laufkatze durch den weiter wirkenden Seilzug auf dem schrägen Ausleger bis über den Schüttrumpf *C* im Förderthurm hinaufgezogen, wo die Entleerung selbstthätig oder durch entsprechende Steuerung der Winde erfolgt.

Für den Horizontaltransport und die Vertheilung des Materials über den Lagerplatz ist eine Brücke aus leichtem Gitterwerk an den Thurm an-

geschlossen, deren anderes Ende bei fahrbarem Förderthurm ebenfalls auf einem fahrbaren Gestell, Fig. 725 bis 727, ruht, um den Arbeitsplatz des Umladers in der Fahrrichtung wechseln zu können. Die Brücke überspannt die ganze Breite des Lagerplatzes und verbleibt für gewöhnlich in fester Stellung. Sie trägt eine Schienenbahn für die Transportwagen, die nach Art der Bergwerkshunde mit schrägen, aufklappbaren Seitenwänden und dachförmigem Boden zum schnellen Entleeren beim Aufriegeln der Klappen eingerichtet sind. Der Fassungsraum der Hunde beträgt für Kohlen 15 hl, für Erz 9 hl. Die Bahnlänge ist meist kürzer als 70 m, kann aber bis auf 250 m ausgedehnt werden.



Die aus dem Rumpf gefüllten Wagen werden aus dem Förderthurm von Hand auf die Brücke vorgeschoben, wo sie durch das Gefälle der Bahn bis zur Entladestelle selbstthätig ablaufen. Zur raschen Beschleunigung wird die erste kurze Anlaufstrecke, je nach der Gesamtlänge der Bahn, mit einer Neigung von 1:20 bis 1:30 verlegt und die Hauptstrecke mit 2‰ bis 3‰ Gefälle ausgeführt.

Die Stoppvorrichtung zum Anhalten der Wagen entriegelt auch die Kastenklappen und treibt ausserdem den leeren Wagen wieder selbstthätig bis in den Förderthurm zurück, so dass höchstens auf der letzten, kurzen stärkeren Gefällstrecke eine Nachhilfe von Hand nothwendig wird, um den zurückkehrenden Wagen zur Aufnahme einer neuen Ladung bis unter den Schüttrumpf zu schieben. Zwischen den Schienen ist ein endloses Drahtseil  $P$  über die Leitrollen  $E$  und  $H$ , Fig. 723 und 726, ausgespannt und hieran einerseits im Förderthurm das Gestänge eines Gegengewichts  $Q$  angekuppelt, andererseits auf der Bahn an der beabsichtigten Entladestelle ein beliebig versetzbares, in der Zeichnung nicht dargestelltes hölzernes Querjoch als Prellklotz eingeschaltet.

Der im vollen Lauf befindliche, beladene Wagen rennt gegen diesen Preller, hebt durch das angeschlossene Seil  $P$  das Gegengewicht im Förderthurm an und vernichtet dadurch seine Bewegungsenergie. Kurz bevor er auf diese Weise zum Stillstand gelangt und gleich darauf durch das Zurücksinken des Gegengewichts wieder zurückgeschnellt wird, streift der Entriegelungshebel für die Seitenklappen des Wagenkastens an den sogenannten Entladefrosch, einen ebenfalls beliebig versetzbaren Anschlag mit schiefen Anlaufflächen neben der Schienenbahn, und lässt den Kasteninhalt frei auf den Lagerplatz niederfallen.

Das Gegengewicht  $Q$ , ein hölzerner mit Steinen gefüllter Kasten von dreieckigem Querschnitt, Fig. 723, ist durch zwei eiserne Stangen an der Achse der Rolle  $R$  aufgehängt und diese durch eine Gabel  $G$  mit dem Wagenseil  $P$  verbunden.\*) Das Seil ist ausserdem noch um den mittleren Rollenumfang geschlungen und kann nach eintretenden Dehnungen durch die kleine Handwinde  $B$  nachgespannt werden. Wenn der Wagen das Seil durch das Prelljoch nachschleppt, wälzt sich die Rolle auf ihrer horizontalen Bahn nach rechts und hebt das Gegengewicht  $Q$  mit sehr allmählich zunehmender Geschwindigkeit ziemlich stossfrei an. Umgekehrt vermittelt diese sinnreiche, äusserst einfache Vorkehrung anfänglich einen kräftigen Beschleunigungsantrieb zum Zurückschnellen des leeren Wagens und verzögert dann die Fallgeschwindigkeit des Gegengewichts gegen Ende seiner Senkbewegung so, dass es wieder ziemlich stossfrei in seiner tiefsten Lage anlangt.\*\*)

Der Ausleger  $A$  ist an der Aussenseite des Thurmgerüsts um die konachsialen Zapfen  $Z_1$  u.  $Z_2$ , Fig. 723, drehbar aufgehängt und am oberen Ende mit einer Laufrolle auf einer dazu konzentrischen Kreisbahn, Fig. 724, abgestützt, um ihn auf die Seite schwenken zu können, wenn der Raum über dem Wasserspiegel vor dem Thurm für den Schiffsverkehr frei gemacht werden muss. Da dies im vorliegenden Fall nur bisweilen beim Anlegen neuer Schiffe mit Masten nothwendig wird, genügt zum Drehen des Auslegers das Schwenken von Hand.

In anderen Fällen stellt aber Pohlig auch noch einen besonderen Schwenkmotor im oberen Theil des Thurmes auf, der mittelst Schnecke ein Schneckenrad auf der Hauptdrehachse des Auslegers antreibt, um beim Arbeiten mit Kübeln die Leistung durch wechselndes Einstellen des Aus-

\*) Im Grundgedanken ist die Anordnung des Gegengewichts bereits in dem Hunt'schen amerikanischen Patent U. S. P. 349309 vom 21. September 1886 angegeben.

\*\*) Immerhin bildet dieser Theil der Konstruktion ihren schwächsten Punkt und veranlasst durch die Prellwirkung nicht selten Betriebsstörungen und kostspielige Reparaturen. Besonders leicht wird dabei das Zugseil aus den Leitrollen herausgeschleudert und scheuert sich dann auf der Brücke. Die später in Rheinau bei Mannheim aufgestellten Hochbahnkrahne sind deshalb mit wagerechter Katzenbahn und elektrischem Katzenfahrtrieb, unter Verzicht auf den selbstthätigen Rücktrieb durch ein Prellwerk, ausgeführt. Vergl. Stahl und Eisen 1900, S. 132 u. f. mit Taf. II und V, „Kohlen-Verlade-Anlagen und fahrbare Lade- und Entladebühnen“.

legers mit Fördern aus mehreren Schiffsluken zu steigern. Der volle, aus einer Luke emporgezogene Kübel wird hierbei nach seiner Entleerung in den Schüttrumpf durch Schwenken des Auslegers leer in die benachbarte, nächste Schiffsluke zurückgesenkt und hier ein inzwischen vollgeschaufter neuer Kübel aufgenommen. Bei diesem regelmässigen Wechsel lassen sich mehrere Arbeitergruppen gleichzeitig im Schifffraum verwenden, und man kann so auch mit einfachen Kübeln, an Stelle von Selbstgreifern, die stündliche Leistung bis auf 80 t steigern.\*)

Die Auslegerneigung muss derart gewählt werden, dass die Resultante aus dem schräg aufwärts gerichteten Seilzug und den Spannungen in den senkrechten Seilstrecken, die das Fördergefäss tragen, keine Komponente nach oben in der Richtung der Katzenbahn liefert, damit die Last zunächst senkrecht bis zur Laufkatze emporgezogen wird und diese erst beim weiteren Aufhaspeln des Förderseils nach dem Thurm zu in die Höhe läuft, wenn der senkrechte Lasthub durch das Anstossen des Förderkübels gegen die

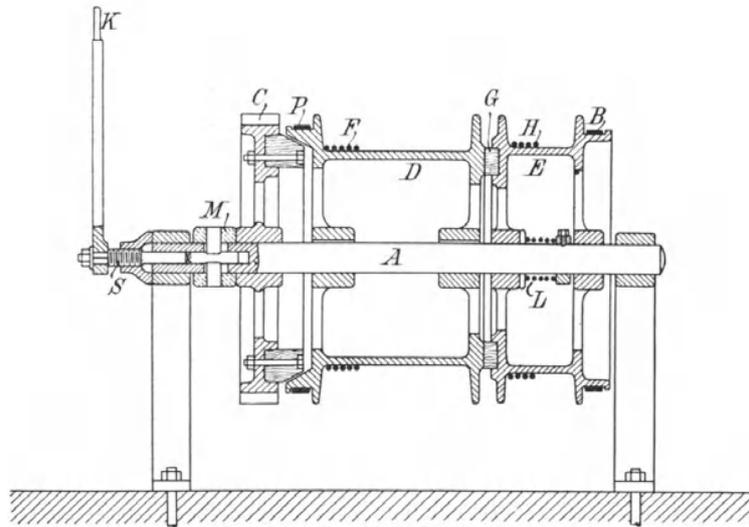


Fig. 729.

Katze begrenzt wird. Dieser Bedingung genügt bei den gewöhnlichen geradlinig ansteigenden Auslegern eine Neigung von  $30^\circ$ , falls das Fördergefäss, wie in Fig. 723, an einer losen Rolle hängt. Bei einfachen Lasthaken muss die Auslegerrichtung auf  $45^\circ$  gesteigert werden, weil hier der schräge Seilzug nicht gleich der halben, sondern gleich der vollen Last ist.

Die Winde *W* zum Bethätigen der Greifer und zum Aufholen und Senken der Fördergefässe ist von Pohlig im wesentlichen nach seinem D. R. P. 89 866 gebaut, dem amerikanischen Vorbilder zugrunde liegen.\*\*)

Auf der Welle *A* der schematischen Fig. 729 ist die Haupttrommel *D* für das Schliessseil *F* fest aufgekeilt, die Trommel *E* für das Halt-

\*) Die Drehbarkeit der Ausleger um senkrechte Zapfen findet sich schon in den Hunt'schen amerikanischen Patenten U.S.P. 351445 und 351446 vom 26. Oktober 1886.

\*\*) Über die Konstruktion der Greifer und ihre Arbeitsweise vergl. S. 676 bis S. 681 mit Fig. 550 bis 558, sowie das D.R.P. 71371 von J. Jaeger-Duisburg, die D.R.P. 86490 und 90949 von Menck & Hambrock in Altona-Ottensen für Windevorrichtungen zum Arbeiten mit dem Priestmann'schen Selbstgreifer und die vollständige Zeichnung einer Dampfgreiferwinde, Z. d. V. d. I. 1895, S. 338, sowie das Hunt'sche amerikanische U.S.P. 576316 vom 2. Februar 1897, mit Gegengewicht zum Ausgleich des grossen Greifergewichts.

seil *H* dagegen lose angeordnet und mit *D* durch den Widerlagdruck der Spiralfeder *L*, welche sich gegen einen Stellring auf der Welle abstützt, nur mit begrenztem Reibungschluss gekuppelt, den das Holzringfutter zwischen den beiden Trommeln hierbei erzeugt. Ein schmaler Anguss an der aussenliegenden Stirnfläche von *E* dient als Bremsscheibe für das Band *B*.

Die Trommelwelle wird vom Motor aus zum Schliessen und Aufholen des hierdurch selbstthätig gefüllten Greifers angetrieben, sobald man das Zahnrad *C* mit dem seitlich angeschraubten hölzernen Reibungskegel in den passend ausgedrehten Kranz der benachbarten Haupttrommel einpresst, wobei auch die Trommel *E* an der Drehung theilnimmt. Zum Einrücken der Kegelkupplung dient der Handgriff *K* mit der Druckschraube *S*, deren Muttergewinde in eine von aussen vor dem Wellenkopf gegen das Winden-gestell angeschraubte Haube eingeschnitten ist, die gleichzeitig als Ölbehälter dient. Die Druckschraube greift mit einem glatten Spindelkopf in die Kernbohrung der Welle hinein und drängt hier einen in der Bohrung verschiebbaren Bolzen vor sich her, welcher mit dem die Welle in Längsschlitz durchdringenden Querkeil die äussere Druckmuffe *M* erfasst und dadurch den Spindelruck auf das Zahnrad *C* mit dem Kupplungskegel fortpflanzt. Bei der Ausführung der Konstruktion ist durch passend angeordnete Lederstulpen dafür zu sorgen, dass der Fettvorrath aus dem Ölbehälter nicht durch die Schraube oder durch die Wellenschlitze für den Querkeil nach aussen entweicht, um eine zuverlässige Schmierung der Spurzapfenfläche des Spindelkopfes zu sichern, der sonst bis zum Zusammenschweissen warm laufen kann. Der Kupplungschluss löst sich beim Lüften der Druckspindel bei genügend grossem Kegelwinkel selbstthätig. Der zulässige Grenzwert hierfür beträgt etwa  $30^{\circ}$  zwischen Kegelseite und Wellenachse. Unter Umständen kann man das Lüften auch durch eine Widerlagfeder unterstützen. \*)

Für die Klötze soll sich Eschenholz am besten bewähren, das, nach reichlicher Durchtränkung mit heissem Leinöl, passend zugerichtet, vor dem regelrechten Betrieb der Winde im Gegenkegel sauber eingeschliffen wird.

Im Betrieb hat der Arbeiter nur den Spindelgriff *K* und die mit Fusstritthebel versehene Bremse *B* zu bedienen. Sobald das Fördergefäss die zum Entleeren geeignete Höhenlage erreicht hat, wird die Bremse *B* angezogen und die Kegelkupplung gelüftet, um die Trommel *E* und den Korb des Fördergefässes festzuhalten, während die beweglichen Greiferteile durch ihr Eigengewicht beim Freiwerden der Trommel *D* niedersinken und

\*) Bei neueren Konstruktionen verschiebt Hunt die Welle mit der aufgekeilten Trommel durch die Druckspindel in ihren Lagern zum Ein- und Ausrücken der Kupplung — Amerik. Patent 555703 vom 3. März 1896. — Für die entgegengesetzten Verschiebungsrichtungen ist die Druckspindel in ähnlicher Weise, wie die Spindeln von Absperrventilen mit dem Ventilkörper, dadurch zwangläufig verbunden, dass der Spindelkopf frei gegen den Wellenkopf drückt und mit einem wulstförmigen Ring hinter einen Stegbügel greift, der von vorn auf den Wellenkopf aufgeschraubt wird, um den Spindelwulst frei drehbar einzukapseln und sowohl nach rechts, wie nach links auf die Welle einwirken zu lassen. Die American Hoist & Derrick Company in St. Paul verwendet in ähnlichen Fällen Kupplungen mit vier radial verschiebbaren Holzklötzen. Diese werden in gusseisernen Schuhen zwischen Führungsschienen auf der Stirnfläche einer Scheibe durch justirbare Druckstangen zum Angriff gebracht, die zwischen den Schuhen und der Schubmuffe gelenkig angeschlossen als Kniehebel wirken. Der äussere Umfang der Klötze und der innere der zugehörigen Kupplungstrommel sind hierbei nach der Form eines doppelseitigen Kegelstumpfes abgedreht, dessen Seiten in der gemeinschaftlichen Basis unter  $90^{\circ}$  zusammentreffen und bei geringerem Anpressungsdruck der Einrückspindel den Vorzug sicherer Lüftung bieten sollen, weil sie keine Neigung zum Festklemmen haben, und das Kniehebelwerk eine sehr starke Übersetzung für den Anpressungsdruck liefert. Auch die Hill'sche Kupplung — C. Bach, Maschinenelemente, 9. Aufl. 1903, S. 550, mit Taf. 26 — erscheint für den vorliegenden Fall beachtenswerth.

die Schaufeln sich öffnen. Lüftet man hierauf die Bremse *B*, so sinkt der ganze Greifer geöffnet auf das Fördergut nieder. Er schliesst sich aufs neue und wird gefüllt wieder in die Höhe gezogen, sobald man die Kuppelung einrückt. Die in der Skizze angedeutete zweite Bremse *P* auf der Haupttrommel ist nur für den Fall nothwendig, dass man den Greifer vor dem Entleeren zum Vermindern der Sturzhöhe senken will. Zieht man diese Bremse beim Lüften der Kegelkuppelung an, so hängt die ganze Last am Schliessseil, und der Greifer bleibt beim Senken geschlossen, bis man die Bremse *B* anzieht und dafür *K* lüftet.

Pohlig wählt den Durchmesser der Trommel *E* etwas grösser, als den der Trommel *D*, um das Haltseil beim Aufwinden stets straff zu spannen, und nimmt dafür die kleine Schleifbewegung des Kupplungsringes *G* in Kauf.

Da der selbstthätige Rücklauf des leeren Kübels auf der Auslegerstrecke durch das Eigengewicht der Laufkatze unterstützt wird und durch die Verwendung von Seilen die Vorbedingungen für eine genügend kurze Beschleunigungsperiode im Beginn des Rücklaufs günstiger, als bei den Greiferkrahnen mit schweren Ketten liegen, ist ein Theil des grossen Greifergewichts durch ein besonderes Gegengewicht *F* ausgeglichen, dessen Tragseil *D* die Windentrommel *W*, Fig. 723, S. 874, entgegengesetzt wie die Förderseile umschlingt und durch Leitrollen im oberen Stockwerk des Thurmes nach der seitlich angebauten Laufbahn abgelenkt wird.

Die tiefste Stelle der Laufkatze wird durch einen versetzbaren Prellblock auf dem Ausleger nach der Lage der jeweiligen Förderluke im Schiff begrenzt. Nach dem amerikanischen Patent 361418, vom 19. April 1887, schaltet Hunt den Prellblock auf der unteren Auslegerstrecke zwischen zwei Leitrollen in ein endloses Seil ein und verstellt ihn von unten durch eine Haspelkette mittelst eines Wurmgetriebes, das auf die eine der beiden Leitrollen einwirkt, oder durch eine kleine Hilfswinde mit Handkurbel.

Die Laufschienenträger des Auslegers sind seitlich gegeneinander durch bogenförmige Querbügel versteift, welche die Katze ungehindert durchlaufen lassen.

Das entgegengesetzte Brückenende, Fig. 727, S. 875, ist an Tragstangen in einem Wagen aufgehängt, dessen Schienenbahn auf einem besonderen eisernen Unterbau ziemlich dicht unter der Brücke liegt. Diese Ausführung beseitigt den sonst nothwendigen zweiten Thurmwagen, vermindert dadurch die beim Fahren mit der Brücke in Bewegung zu setzenden Massen und die Formänderungen, gestattet der Brücke die freie Ausbildung der Längenänderungen bei Temperaturwechsel, bietet ferner einen gewissen Schutz gegen Zwangskräfte bei kleinen Unterschieden in der Fahrgeschwindigkeit der beiden Brückenenden und ermöglicht bequemes Regeln des Brückengefälles.

Die ganze Betriebseinrichtung ist elektrisch mit Schuckert'schen Maschinen ausgeführt. Für die Winde ist ein Drehstommotor von 50 PS aufgestellt. Die Übereinstimmung der Umlaufgeschwindigkeit der beiden getrennten Motoren für die Fahrtriebwerke der beiden Brückenenden ist durch besonders konstruirte, im Hauptmaschinenraum aufgestellte Widerstände gesichert, die sich unabhängig voneinander regeln lassen, wenn im Betrieb kleine Verschiedenheiten in der Motorenumlaufzahl auftreten. Bei anderen Anlagen, wie z. B. in Ludwigshafen, sind nur für das Fahrtriebwerk der Brücke Elektromotoren benutzt, während die Winde mit einer selbständigen zweicylindrigen Dampfmaschine ausgerüstet ist.

Die grosse Angriffsfläche, welche die Brücke selbst bei leichtester Fachwerkkonstruktion dem Winddruck darbietet, hat bei ähnlichen Ausführungen dazu geführt, dass sich die Hochbahn bei Sturm selbstthätig in

Bewegung setzt und bei einseitigem Festklammern unter allen Umständen umstürzt und zusammenbricht. Aus diesem Grunde sind besondere Fest-

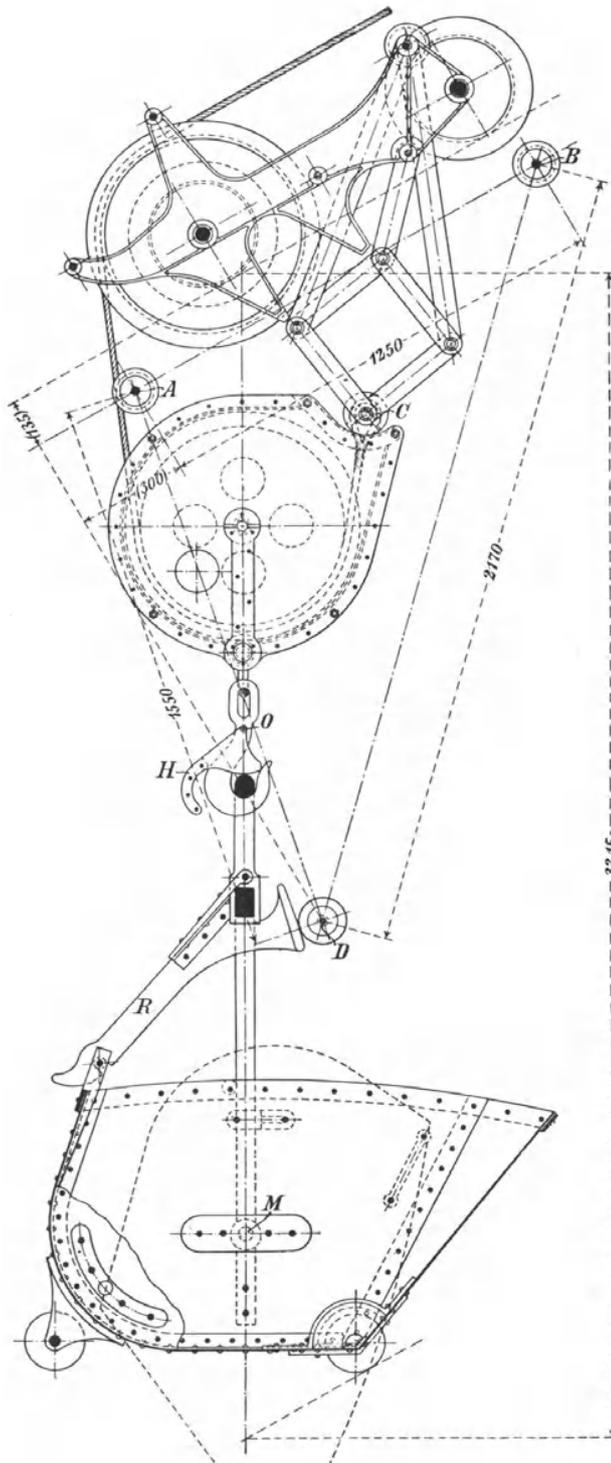


Fig. 730. 1 : 20.

stellvorrichtungen unentbehrlich, und können die auch sonst für fahrbare Krahnne benutzten Schienenklammern hier ebenfalls verwendet werden. \*)

Fig. 730 stellt die normale „Hunt'sche Laufkatze“ für 300 mm Spurweite mit einrolliger Flasche und einem Förderkübel von 9 hl Fassungsraum nach Pohlig'schen Ausführungen dar. Die hintere Laufradachse trägt in der Mitte die Leitrolle für das Förderseil. Am vorderen Wagenende ist ein Paucellier'scher Lenker aufgehängt, dessen Zapfengelenk *C* bei den gewählten Schienenlängen und der Art der Aufhängung wagerecht geradlinig ausweicht, wenn das Horn der losen Flasche oben anlangt und gegen die kleine Rolle *C* anstösst. \*\*)

\*) Bei der Berechnung der Eisenkonstruktion pflegt man für Laufbrücken ausser der vollen Betriebslast noch 150 kg/qm Winddruck anzunehmen und unter Berücksichtigung der Eigengewichtswirkung bis 1200 kg/qcm Materialanstrengung zuzulassen mit der Massgabe, dass die Materialanstrengung 1000 kg/qcm nicht überschreitet, wenn man in der Rechnung den Winddruck nicht berücksichtigt, und dass diese Grenzspannung auch innegehalten wird, wenn bei Sturm und abgestelltem Betrieb die Betriebsbelastung fortfällt, dafür aber ein Winddruck bis zu 250 kg/qcm angenommen wird. Die kleinste Knicksicherheit der Fachwerkdruckstreben ist  $\sigma = 5$  zu setzen. — Über Winddruck siehe auch Z. d. V. d. I. 1898, S. 770.

\*\*) Vergl. die mathematische Untersuchung des Paucellier'schen Lenkers oder Uni-

Hierdurch wird der Abstand der losen Flasche von der Laufkatze und dem Ausleger beim Aufwinden fest begrenzt und das Zusammentreffen des Kübelstützriegels  $R$  mit der Auslöserrolle  $D$  zum selbstthätigen Entleeren des Fördergefäßes über dem Schüttrumpf gesichert.

Ausserdem verhindert der Lenker durch seine Beweglichkeit harte Zusammenstöße zwischen der losen Rolle und Katze. Die nach unten gerichteten gabelförmigen Hörner der Katzenwangen begrenzen den Lenker ausschlag und beschränken die Neigung der losen Rolle und des Kübels, bei lang herunterhängendem Seil herumzupendeln, dadurch, dass die Seilschlinge oben immer etwas auseinandergespreizt wird.

Die Rollen  $A$  und  $B$  bilden die Laufrollen eines besonderen beweglichen Rahmengestells von dreieckiger Form, in dessen tiefstem Punkt die Anschlagrolle  $D$  für die Kübelentleerung eingebaut ist. Die zugehörigen Tragschienen liegen aussen zu beiden Seiten der oberen Auslegerstrecke.

Rückt der Maschinist die Windentrommel nicht genau in dem Augenblick aus, wo der Ausklinkhebel  $R$  des Kübels mit der Rolle  $D$  zusammentrifft, so kann die Kippvorrichtung nach oben ausweichen und wird durch das linke Seiltrum von der Katze mitgeschleppt, ohne dass ein merklicher Stoss entsteht, während das Eigengewicht und der Fahrwiderstand ausreichen, um die Kübelentleerung sicher sofort über dem Schüttrumpf zu bewirken. Sobald die Katze wieder abwärts fährt, läuft auch die bewegliche Kippvorrichtung in ihre tiefste regelrechte Stellung zurück.

Der Förderkübel und der Sicherheitshaken des Gehänges zeigen Konstruktionsformen, die in Amerika für gleiche Zwecke in dieser oder ähnlicher Art vielfach ausgeführt werden und dort weit verbreitet sind. Die Sicherung des Hakens gegen Herausspringen der Last, das bei dem plötzlichen Übergang der senkrechten in die geneigte Förderrichtung eintreten kann, wird durch eine doppelwangige, am Hakenschaft um  $O$  drehbar angebrachte Falle  $H$  vermittelt, die sich durch ihr Eigengewicht selbstthätig über das Hakenmaul legt und beim Ein- und Aushängen des Kübels leicht von Hand durch die auf ihrem Rücken zwischen die Wangenbleche eingeketteten Rundeisensprossen zurückgezogen werden kann.

Der Kübel ist mit zwei Schildzapfen  $M$  in seinem kräftigen Bügel drehbar aufgehängt und hat in gefülltem Zustand die Neigung, selbstthätig nach vorn umzukippen. Hieran wird er während des Betriebes durch den in Form eines doppelarmigen Hebels ausgebildeten Stützriegel  $R$  gehindert, bis der kurze Arm dieses dicht über dem Bügel im Gehänge drehbar gelagerten Hebels beim Aufwinden mit seiner schrägen Kopffläche gegen die Rolle  $D$  anläuft und dadurch den langen Arm von  $R$  am Kübelrand ausklinkt. Soll das Kippen und Entleeren des Kübels umgekehrt beim Senken erfolgen, so hat man nur den langen Hebelarm von  $R$  so weit über das Gefäß vorstehen zu lassen, dass die Auslösung durch Zusammentreffen mit einem auf dieser Seite in die Senkbahn passend eingestellten Anschlag erfolgt. Das Eigengewicht des Kübels ist derart um seine Drehachse vertheilt, dass er sich frei schwebend nach der Entleerung in die aufrechte Füllstellung zurückdreht und nur durch den Riegel wieder festgestellt zu werden braucht.

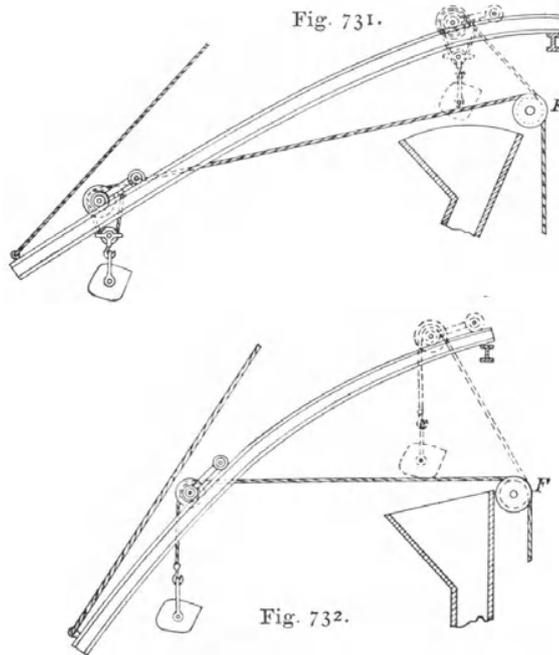
#### Parabolischer Ausleger von Hunt.

Die Eigenschaft der Parabel, dass in jedem Kurvenpunkt das Loth auf der Tangente den Winkel halbirt, welchen der Fahrstrahl nach dem Brennpunkt mit einer Parallelen zur Symmetrieachse bildet, ist von Hunt dazu

versalcirkels, der zuerst von dem Erfinder in den Nouvelles Annales des Mathématiques, tome III, 2 im Jahre 1864 veröffentlicht ist, in Weisbach-Herrmann, Ingenieur- und Maschinenmechanik 1876, S. 522.

benutzt, durch parabolische Form des Auslegers, Fig. 731 und 732, D. R. P. 80829, die Katzenbahn über dem Schüttrumpf mit geringerer Steigung, als bei einfach geradlinig aufsteigender Form auszuführen, um zur Schonung der Kohlen die freie Sturzhöhe beim Entleeren der Förderkübel zu vermindern.

Legt man die Leitrolle  $F$  des Förderseiles in den Brennpunkt der Parabel, so liefern gleich grosse Spannungen in dem senkrechten Zugtrum



des Kübels und in der Seilstrecke zwischen Katze und Leitrolle  $F$  nach dem Winkelgesetz der Parabel eine zur Kurve senkrechte Resultante. Die Katze erhält dadurch das Bestreben, beim Anziehen des Förderseils in jeder Stellung stehen zu bleiben. Ordnet man die Leitrolle  $F$  unterhalb des Brennpunktes an, so fällt die Kraft zum Emporziehen des Wagens auf dem parabolischen Geleise grösser aus, als die zum senkrechten Hochziehen der Last. Auf diese Weise wird der Bedingung noch sicherer genügt, dass sich die Katze durch den Seilzug erst in Bewegung setzt, nachdem die Last bis zu ihr aufgestiegen ist. Die Lage der Parabelbahn wird so gewählt, dass

die Neigung auf der benutzbaren Strecke für den selbstthätigen Rücklauf der Katze, beim Nachlassen des Förderseils, auch in den höchsten Punkten noch ausreicht.

Für den oben angegebenen Hauptzweck der ganzen Konstruktion genügt es, wenn die schwieriger herzustellende parabolische Form auf die Strecke oberhalb des Schüttrumpfes beschränkt wird und die untere Strecke, wie früher angegeben ist, unter  $45^{\circ}$  oder unter  $30^{\circ}$  gegen den Horizont geneigt, einfach geradlinig ansteigt, je nachdem die Last, wie in Fig. 732, unmittelbar am Haken oder wie in Fig. 731, an einer losen Rolle hängt.

Auf den parabolischen Ausleger beziehen sich die amerikanischen Patente von Hunt 541612 und 541613 vom 25. Juni 1895, sowie 553118 und 553119 vom 14. Januar 1896, von denen das zweite die drehbare Anordnung enthält, und ausserdem mit zwei Windentrommeln zum Arbeiten mit Selbstgreifern eingerichtet ist.

#### Hunt'sche Verladebrücke.

In Fig. 733, S. 883, ist eine Hunt'sche Verladebrücke nach einem Entwurf von J. Pohlig dargestellt, die den Kohlentransport aus den Schiffen auf den Lagerplatz und vom Lagerplatz auf Eisenbahnwagen vermittelt. Die Winde ist im oberen Theil des am Ufer stehenden fahrbaren Gerüstthurmes aufgestellt, um dem Maschinisten freien Überblick über die ganze Förderstrecke zu gewähren. Dieselbe ist nach einem Hunt'schen amerikanischen Patent mit zwei Trommeln ausgerüstet, die durch Steuerhebel entweder miteinander gekuppelt, gemeinsam oder getrennt in entgegengesetzter

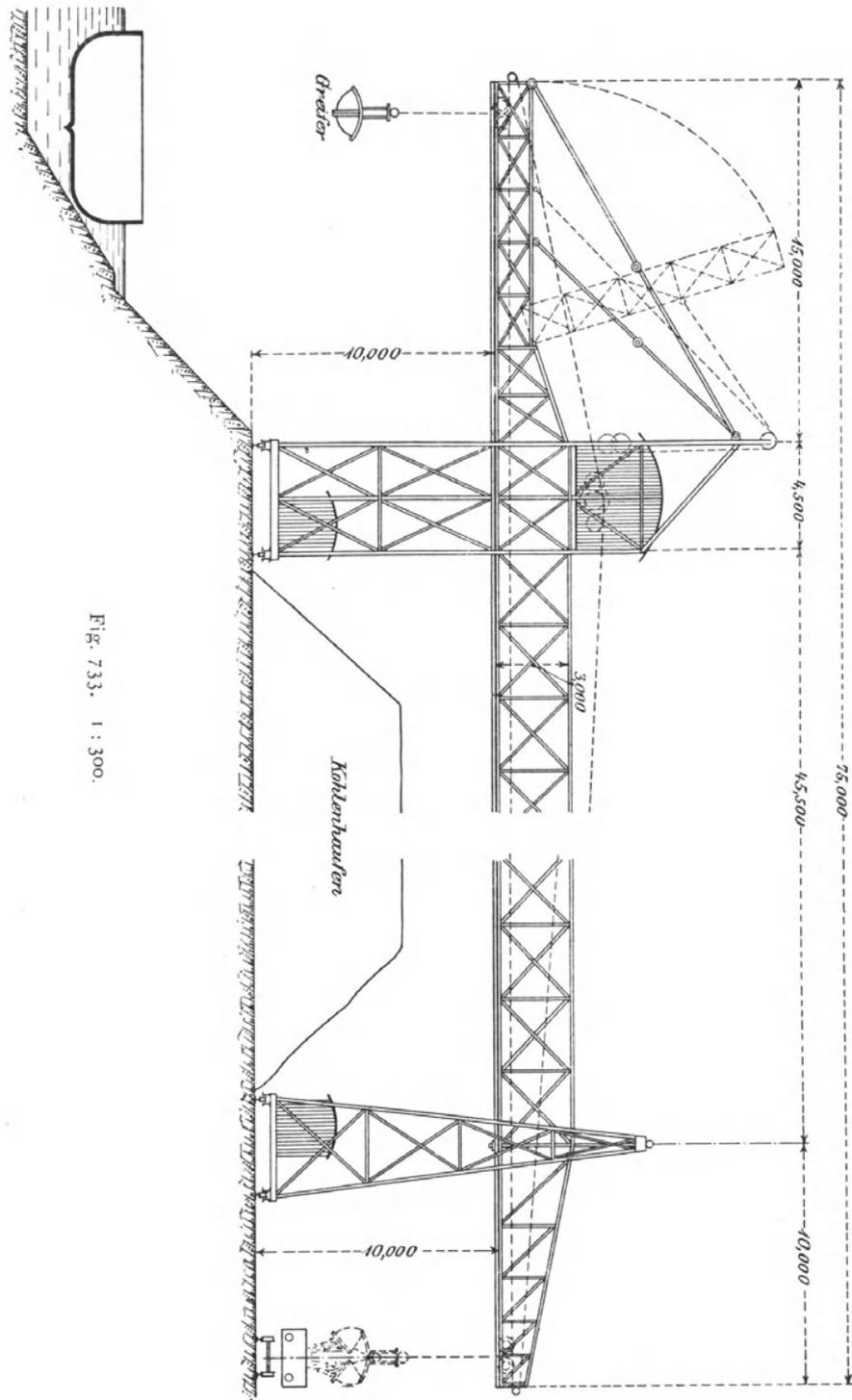


Fig. 733. 1 : 300.

Richtung in Thätigkeit gesetzt werden können.\*) Das Seil der einen Trommel läuft über eine Leitrolle am vorderen Brückenende und über die linke Leitrolle der Katze zum Fördergefäß, das der anderen Trommel, in gleicher Weise, über das hintere Brückenende und die zweite Leitrolle der Katze ebenfalls zur Last. Zum Heben des Kübels in einer beliebigen Katzenstellung werden die beiden Trommeln getrennt voneinander in entgegengesetzter Richtung, aber mit gleicher Geschwindigkeit angetrieben, um beide Förderseile gleichzeitig aufzuwickeln. Beim Senken der Last laufen die Trommeln beide in umgekehrter Richtung und lassen gleichviel Seil ablaufen. Zum Fahren der Katze werden die Trommeln miteinander gekuppelt und je nach der Fahrriechung im einen oder anderen Sinne gemeinsam umgetrieben, so dass die ziehende Trommel ebensoviel Seil aufwickelt, wie von der anderen frei gegeben wird. Die Fahrbahn liegt horizontal und beansprucht für beide Richtungen gleich viel Kraft zum Fortbewegen der Katze. Da hierbei nur die Widerstände der rollenden und der Spurkranz- und Zapfenreibung zu überwinden sind, und die Katze in dem geschlossenen Seillauf vollkommen unter der Herrschaft der Winde steht, sind auf der horizontalen Strecke sehr grosse Laufgeschwindigkeiten zulässig. Die getrennte Steuerfähigkeit der Trommeln ermöglicht auch das Arbeiten mit Selbstgreifern. Durch das Senken der Fördergefäße lässt sich sowohl bei Greifern, wie bei Kübeln, die von Hand vollgeschaufelt und an der Entladestelle durch Umkippen von Hand entleert werden, jede für das Material nachtheilige freie Sturzhöhe vollkommen vermeiden. In dieser Beziehung und in der Verminderung des erforderlichen Arbeiterpersonals ist die Anlage vorteilhafter, als die kurz vorher beschriebene mit Schüttrumpf und automatischer Anlaufbahn, aber die Leistungsfähigkeit ist etwas beschränkter und erreicht, je nach der Entfernung zwischen den Ladestellen, höchstens etwa 50 t in der Stunde. Die Trennung des Hochbahnkrahnes von der horizontalen Förderstrecke mit dem Füllrumpf, als Zwischenbehältern für die Kohlen, bietet durch den letzteren einen Ausgleich, wenn an der Lade- oder Entladestelle vorübergehende Stockungen entstehen, und beschränkt den Kübelweg auf eine wesentlich kleinere Strecke. Dem steht aber ferner bei den Anlagen mit stetiger Lastbewegung der Vortheil gegenüber, dass diese auch für beliebige Frachtstücke, Kisten, Fässer, Säcke, Langholz u. s. f. benutzbar sind, weil hier statt der Fördergefäße auch einfache Lasthaken verwendet werden können.

Die Ausladung der Brücke über dem Wasserspiegel ist im vorliegenden Fall durch eine Klappe gebildet, die durch eine Handwinde im Förderthurm, wie punktirt angedeutet, emporgezogen werden kann, wenn der Raum beim Anlegen neuer Schiffe für Masten und Takelage frei gehalten werden muss, und erst wieder gesenkt wird, wenn das Schiff an Ort und Stelle liegt. \*\*)

#### **Hochbahnkrahnen der Rheinischen Stahlwerke für Erzumladung.**

Ausgeführt von der Duisburger Maschinenfabrik J. Jaeger.

Die 1897 angelegte Ladevorrichtung der Rheinischen Stahlwerke mit Hochbahnkrahnen bestreicht mit der Brückenlänge, einschliesslich der Ausladung über dem Wasser, einen Uferstreifen von  $\sim 93$  m Breite und führt Erze aus den Schiffen auf Eisenbahnwagen oder auf den Lagerplatz über.

An der Uferseite ruht die Brücke, um einen senkrechten Zapfen dreh-

\*) U.S.P. No. 622 366 vom 4. April 1899.

\*\*) Eine Zusammenfassung aller Hunt'schen Konstruktionen mit mehreren Ergänzungen zu den obenstehenden Mittheilungen enthält Stahl und Eisen 1900, S. 825, mit Taf. 13, „Über Umlade- und Transportvorrichtungen der Erze und Kohlen.“

bar, auf einem breiten eisernen Portal, das drei Eisenbahngleise überspannt, und stützt sich am anderen Ende mittelst eines Kugelzapfens auf einen einfachen Bock, dessen Räder im Fussrahmen auf einer einzigen Schiene laufen und dem ganzen Bock nach beiden Seiten geringe Abweichungen aus dem Loth gestatten. Durch diese Wippstütze und den Drehzapfen auf dem Portal wird es möglich, den Brückenkopf während des Betriebes, bei feststehendem Hinterfuss, hin- und herzufahren, um im regelmässigen Wechsel gleichzeitig aus mehreren Schiffsluken laden zu können. Eine Dampfwinde auf dem Portal betreibt das Portalfahrwerk und die Förderkübel, die in jeder Höhenlage angehalten und entleert, sowie durch ihre Laufkatze bis zu jedem beliebigen Punkt der Förderbahn geschafft werden können. Die hintere Wippstütze wird nur beim Wechsel des Arbeitsplatzes mit dem Portal gleichzeitig fortbewegt und ist hierfür mit Handkurbeln und den erforderlichen Übersetzungsrädern ausgerüstet, die bei ausreichender Arbeiterzahl annähernd dieselbe Fahrgeschwindigkeit liefern, wie das Dampfmaschinientriebwerk für die Fortbewegung des Portals. Die Brücke überspannt zwischen Portalmitte und Endstütze 67,6 m in 13,5 m Höhe über dem Lagerplatz und krägt vorn mit einer Klappe über den Wasserspiegel aus, welche beim Anlegen bemasteter Schiffe in die Höhe gezogen wird, bis diese in richtiger Stellung das Zurücksenken der Klappe gestatten. Die grösste Förderhöhe aus dem Schiffsrumpf bis zur Katzenbahn beträgt 17,5 m.

Die Anlage ist für 60 t stündliche Leistung bestimmt und arbeitet mit 0,75 m Hub- und 2 m Katzensgeschwindigkeit in der Sekunde bei 2000 kg Nutzlast im Förderkübel. Die Fahrgeschwindigkeit des Portals ist auf 12 m in der Minute beschränkt.

Beim Fahren mit dem Portal und feststehendem Hinterbein wird der Drehwinkel der Brücke durch eine selbstthätige Abstellvorrichtung, die auf das Motortriebwerk einwirkt, fest begrenzt und das Fahrwerk des Hintergestells durch ein Gesperre festgelegt, so lange die Brücke innerhalb ihres Drehwinkels arbeitet.

Zum Schutz gegen selbstthätiges Fortrollen der Hochbahn bei starkem Winddruck ist ausser Schienenklammern, die von den Platzarbeitern festzuziehen sind, noch eine zweite, vom Maschinisten zu bedienende Klemmvorrichtung angebracht, die vom Portal aus bedient werden kann.

In Bezug auf Standsicherheit und Drehbarkeit zum Fördern aus wechselnden Schiffsluken verdient die untere auf S. 876 erwähnte Bauart von Hunt-Pohlig den Vorzug, weil bei ihr, statt der ganzen Laufbrücke, nur der Ausleger über dem Schiff hin und her geschwenkt wird. \*)

---

\*) Für die Niederrheinische Hütte in Duisburg-Hochfeld wird die Erz- und Kohlenvertheilung auf den Lagerplätzen durch eine Hochbahn mit verzweigten Geleisen bewirkt. Die Transportwagen werden dabei aus den Schiffen mit gewöhnlichen elektrischen Kränen emporgezogen und wie bei Seilbahnen an hochliegende Laufschiene angehängt, aber dann von Hand fortgeschoben. Die Anlage ist in Gemeinschaft mit dem Hüttendirektor Canaris ebenfalls von Pohlig entworfen. Näheres siehe in Stahl und Eisen, Januar 1897. — Fr. W. Lührmann in Düsseldorf wendet zum Vertheilen der Materialien auf dem Lagerplatz eine Schiebebühne auf der Hochbahn an, D.R.P. 77284, auf der sich die Förderwagen in geschlossener Ringbahn bewegen können, um den ganzen Raum in der Breite der Bühne zu beschütten und die Wagen nach der Ausgangsstelle zurückzuführen.

W. de Fries in Düsseldorf hat eine Konstruktion mit doppelten Förderkübeln entworfen, D.R.P. 102302, die zu beiden Seiten einer Hochbahnlaufkatze an je zwei Förderseilen hängen und durch eine gemeinschaftliche Winde gleichzeitig gehoben, ebenso, nachdem sie mit der Katze bis zur Entladestelle gefahren sind, auch gleichzeitig entleert werden, indem man zum Kippen der Gefässe das eine Windenseil festhält und nur das andere weiterlaufen lässt.

**Verladebrücke für die Usine de Désargentation Société-Anonyme  
Hoboken-les-Anvers.**

D.R.P. 109474 der Benrather Maschinenfabrik, A.-G.

Die Benrather Maschinenfabrik verlegt den Ausleger von der Brücke an die Katze, Taf. 69, Fig. 1 bis 5, und erreicht dadurch den Vortheil, dass beim Verfahren der Brücke nur die Katze zurückgezogen zu werden braucht, um freie Bahn zu schaffen und ungehindert bei den am Quai liegenden Schiffen vorbeizukommen. Die Katzenbahn liegt zwischen den Brückenträgern auf Konsolen, Fig. 5, die von unten durch Streben gegen die Untergurtungen abgestützt und oben durch Gitterwerk mit den Hauptträgern verbunden sind. Hierdurch und durch den wagerechten Dreieckverband der Konsolen ist gleichzeitig eine kräftige Seitenversteifung erreicht. Rechts und links von der Katzenbahn liegen Laufbretter auf den Konsolen.

In der äussersten Stellung, Fig. 1, ist die Katze gegen Kippen durch eine Kopfbahn gesichert, gegen die sich zwei oben an der Katzenrückwand gelagerte Rollen von unten anlegen. Sobald der Auslegerkopf beim Zurückfahren der Katze hinter die vordere Brückenkante zurücktritt, legt er sich mit zwei seitlich angeordneten Laufrollen auf die untere Katzenbahn und überträgt die Greiferlast unmittelbar auf die Brückenkonstruktion. Damit verschwindet das Kippmoment und die Gesamtlast von Greifer und Katze vertheilt sich in günstigster Weise auf 6 Räder.

Soll der Lagerplatz über den landseitigen Stützfuss der Brücke hinaus vom Greifer bestrichen werden, um beispielsweise vom Lager aus Eisenbahnwagen zu befrachten, so erhält die Katze doppelte Ausleger nach vorn und hinten zur wechselweisen Benutzung, und für beide Endstellungen auf ausreichende Länge Kippschutzbahnen, sowie die Katze an der Vorder- und Rückwand die zugehörigen Kopflaufrollen.

Im vorliegenden Fall ist die Führerkammer mit den elektrischen Steuerapparaten unten an die Katze angehängt, deren Schutzhaus die Greiferwinde und das Katzenfahrwerk mit den zugehörigen Motoren aufnimmt. Bei anderen Ausführungen hat die Benrather Fabrik den Führerstand im Katzenhaus selbst untergebracht.

Der Greifer besitzt die bekannte Schliessvorrichtung mit Flaschenzug, und ist bei  $1\frac{1}{4}$  cbm Fassungsraum für 2500 kg Nutzlast berechnet.

Die Greiferwinde wird durch einen Hauptstrommotor von 30 PS bei 830 Umdr./Min. angetrieben. Das Räderwerk besteht aus einem Schneckengetriebe mit zweifach rechtsgängiger Schnecke von 4" engl. Steigung und einem 30zähligen Schneckenrade, in Verbindung mit einem Stirnrädervorgelege, dessen Ritzel 30 und das eingreifende Trommelrad 96 Zähne bei  $t=12\pi$  hat. Der Durchmesser der Hubtrommel ist 670 mm, der für die Entleerungstrommel 522 mm, und somit die Hubgeschwindigkeit in der Minute.

$$v = 0,67 \pi \cdot \frac{2}{30} \cdot \frac{30}{96} \cdot 830 = 36,3 \text{ m.}$$

Der Katzenfahrmotor leistet 12 PS bei 830 Umdr./Min. und arbeitet ebenfalls mit gemischtem Vorgelege, dessen dreifach rechtsgängige Schnecke von 6" engl. Steigung in ein 24zähliges Rad eingreift, und dessen Stirnräderpaar mit den Zähnezahlen 25 und 56 die Theilung  $9\pi$  besitzt. Mit dem Laufraddurchmesser 600 mm folgt daraus als Fahrgeschwindigkeit

$$v = 0,6 \pi \cdot \frac{3}{24} \cdot \frac{25}{56} \cdot 830 = 87 \text{ m/min.}$$

Die kleinste Katzensgeschwindigkeit beträgt 45 m/min.

Jeder Brückenfuss enthält einen Fahrmotor von 8 PS bei 830 Umdr. i. d. Minute und 4 Laufräder von 800 mm Durchm. Die Übersetzung ist auf

ein Schneckengetriebe mit doppelgängiger Schnecke von 4" engl. Steigung und einem 24zähligen Schneckenrade in Verbindung mit zwei Stirnräder-vorgelegen vertheilt, von denen das erste die Zähnezahlen 20 und 60 mit der Theilung  $11\pi$ , das zweite die Zähnezahlen 24 und 47 mit der Theilung  $14\pi$  besitzt.

Die Brücke fährt mit der Geschwindigkeit

$$v = 0,8\pi \cdot \frac{1}{12} \cdot \frac{20}{60} \cdot \frac{24}{47} \cdot 830 = 29,6 \text{ m/min.}$$

#### Laufkatze von Temperley für Hochbahnkrahne mit 500 bis 750 kg Tragkraft.

Die Temperley Transporter Company in London rüstet ihre Hochbahnkrahne mit einer Laufkatze — D. R. P. 72666 — aus, deren äussere Gestalt durch die Fig. 734 u. 735 veranschaulicht ist. Fig. 736 bis 740,

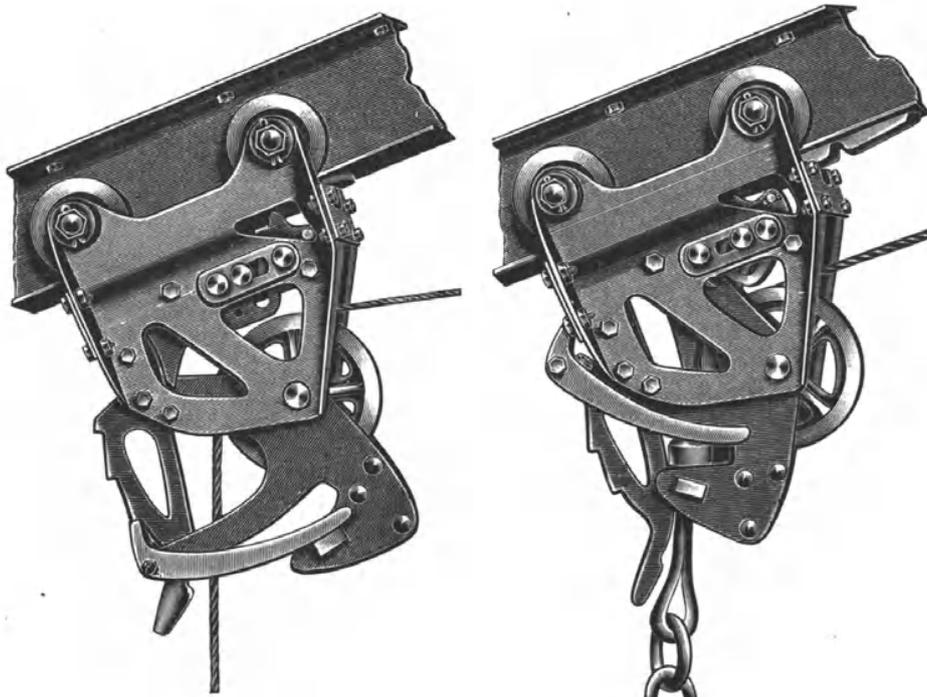


Fig. 734.

Fig. 735.

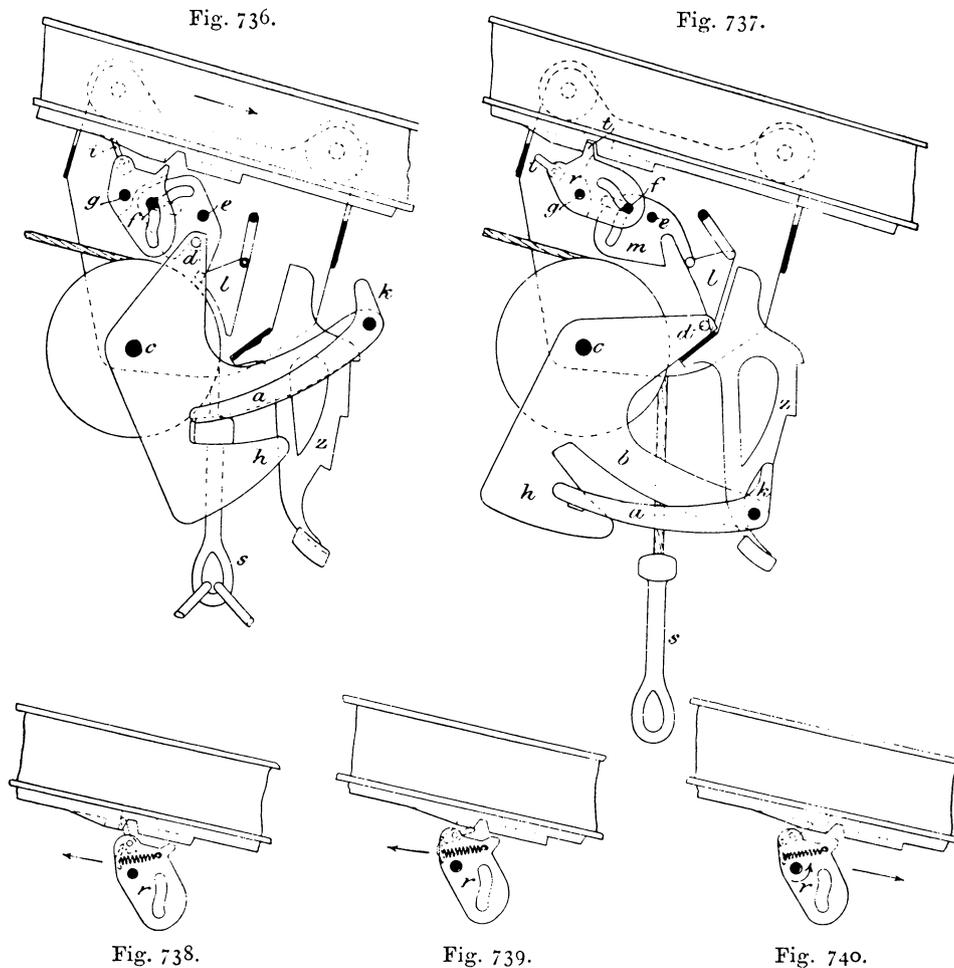
S. 888, dienen zur schematischen Darstellung der Wirkungsweise, Fig. 741 bis 743, S. 890 bis 892, geben die einzelnen Theile nach der sorgfältigen Aufnahme einer Ausführung wieder.

Die Katze hängt an einem, etwa unter  $15^\circ$  ansteigenden I-Eisen, das gleichzeitig die Fahrbahn und den Träger bildet, und bei grossen Spannweiten durch ein besonderes Strebenwerk aus leichtem Fachwerk, zu dem vorzugsweise Drahtseile benutzt werden, oder in anderer Weise genügend abgestützt wird, wie u. a. die nachstehenden Darstellungen photographischer Aufnahmen, Fig. 745 bis 747, S. 894 u. 895, erkennen lassen.

Auf der unteren Flanschfläche des Trägers sind in etwa 1,25 m Abstand auf einer durchlaufenden Grundschiene über die ganze Länge kammförmige Vorsprünge mit Auskerbungen, Fig. 736 bis 743, vertheilt, die je nach der Art, wie der Maschinist die Winde steuert, die Laufkatze durch ein in dieselbe eingebautes Riegelwerk selbstthätig feststellen oder auf- und abwärts

frei durchlaufen lassen. Die Hemmung am unteren Trägerende, Fig. 743, S. 892, ist abweichend von den übrigen so gestaltet, dass sie die Katze jederzeit ohne weiteres anhält. Die dahinter zwischen die Trägerflanschen festgeschraubten Holzklötze, Fig. 743, bilden daher nur eine Nothbegrenzung der Fahrbahn für den Fall von Brüchen des Riegelwerks.

Auch Temperley verfolgt ebenfalls den Grundgedanken, die Last durch die Förderseilwinde zunächst bis zur Laufkatze senkrecht in die Höhe zu ziehen und dann erst mit dieser gemeinsam durch den fortgesetzten Seilzug



bis zur Entladestelle weiter zu fahren. Die Einrichtung weicht aber in der konstruktiven Durchbildung von den Hunt'schen Anlagen vollkommen ab. Der Füllrumpf und die Zwischenumladung sind ganz beseitigt. Die Lastbewegung erfolgt ohne jede Stockung und Unterbrechung vom Ladeplatz bis zur Entladestelle mit einer einfachen Winde, die nur ein Förderseil aufnimmt und durch dieses, in Verbindung mit dem Riegelwerk der Katze und den Hemmungen an der Laufbahn, Heben, Horizontaltransport und Senken nach Belieben vermittelt. Die Last hängt ausserdem während des Horizontaltransportes nicht am Förderseil, sondern kuppelt sich durch den Hakenschäkel mit der Laufkatze und wird von dieser getragen.\*) Der

\*) Statt der Drahtseile werden von Temperley, ebenso wie von Hunt und anderen für mässige Lasten nicht selten getheerte Manila-Hanfseile benutzt, weil beim Arbeiten

Katzenträger hat durchweg gleiche Neigung, deren Grösse nur durch die Bedingung des selbstthätigen Rücklaufs der Katze bestimmt ist.

Die Winde ist, wie bei den meisten amerikanischen Konstruktionen ähnlicher Art, mit einer Reibungskupplung ausgerüstet, um ihre Trommel nur beim Aufziehen der Last mit dem in unveränderter Richtung umlaufenden Motorvorgelege zu kuppeln, während die Katze beim Rücklauf auf der geneigten Bahn und die sinkende Last das Förderseil von der losgekuppelten Trommel selbstthätig abhaspeln, und ihre Laufgeschwindigkeit durch eine Bremse geregelt wird.

Befindet sich die Katze in der verriegelten Stellung, Fig. 737 und 741, so trifft der Lastschäkel *s* beim Aufwinden mit dem Auslösehebel *a* der Sperrklinke *k* und gleich darauf — nachdem *k* aus dem Sperrzahnbogen *z* ausgeklinkt ist — mit dem weit auskragenden Arm *b* des um den Rollenzapfen *c* drehbaren Hakens *h* zusammen.\*) Während hierdurch der aus zwei voneinander abstehenden Blechplatten gebildete Haken, dem Uhrzeigersinn entgegen, um *c* nach oben gedreht wird, greift er mit seinem doppelwangigen Maul unter den Schäkelkopf und stützt ihn, wie in Fig. 736, ab. Im Lauf der Drehung tritt der oben im Hakenkörper befestigte Bolzen *d* in den unteren Ausschnitt eines um den Zapfen *e* drehbaren Zwischenlenkers *m* und bewegt diesen im Sinne des Uhrzeigers. Der plattenförmige Zwischenlenker *m* greift in das Hebelmaul der um *g* drehbaren Riegelscheibe *r* ein und ist mit ihr durch einen stählernen Querbolzen *f* gekuppelt. Dieser kann sich in einem Längsschlitz der durch aufgenietete Laschen verstärkten Katzenwangen und gleichzeitig in den kurvenförmigen Schlitz des Zwischenlenkers und der Riegelscheibe derart verschieben, dass die Übertragung der Drehung von *m* auf *r* zwangsläufig stattfindet. Zwischenlenker und Riegelscheibe sind wegen der starken Beanspruchung und zum Verhindern von Rost, der die Beweglichkeit erschweren könnte, aus Hartbronze hergestellt. Die Formen der Schlitzkurven sind so gewählt, dass der Kuppelbolzen *f* nicht gleitet, sondern rollt.

Die Drehung der Riegelscheibe *r* zieht ihren Sperrzahn *t* aus dem Kerb der Laufschienenhemmung, Fig. 736, S. 888, zurück und führt die in derselben Figur wiedergegebene Lage aller Theile herbei. Die Katze kann dann mit dem eingehängten Förderkübel auf- und abwärts am Träger frei bewegt werden.

Zum Anhalten und Wiederfestriegeln der Laufkatze ist in dem hinteren Gabelausschnitt der Scheibe *r* noch eine Schleppklinke *i* drehbar befestigt, welche die Abwärtsfahrt der losgeriegelten Katze nicht hindert, so lange die Theile die in Fig. 736 gezeichnete Lage einnehmen. Auch beim Aufwärtsfahren gleitet die Schleppklinke über die Hemmschiene fort, fängt sich aber vorübergehend in der nächsten Kerbe, Fig. 738, S. 888, und wird dadurch in die entgegengesetzte Lage, Fig. 739, umgeklappt. Lässt der Maschinist hierauf durch Auskuppeln der Windentrommel die Katze zurücklaufen, so bleibt die Schleppklinke nunmehr an dem Sperrschienenvorsprung vor der nächsten Kerbe, wie in Fig. 740 angedeutet, hängen und dreht, bei dem Bestreben der Katze, ihren Lauf weiter fortzusetzen, die Riegelscheibe im Sinne des Pfeiles in die Eingriffslage. Damit öffnet sich gleichzeitig das

in engen Schiffsräumen Drahtseile leicht dauernde Verbiegungen erleiden, die nachher beim Anlaufen auf die Leitrollen Betriebsstörungen herbeiführen, während sich die Hanfseile durch die Belastung sofort wieder vollkommen strecken.

\*) Die Arme *b* des Hakenkörpers, welche am Ende den Drehzapfen der Sperrklinke tragen, sind, wie aus Fig. 741, S. 890, ersichtlich, in der mittleren Strecke enger zusammengekröpft und ihre unteren Kanten nach aussen gekrümmt umgebörtelt, um das Anstreifen des zwischen ihnen durchlaufenden Förderseiles an scharfen Kanten zu verhüten.



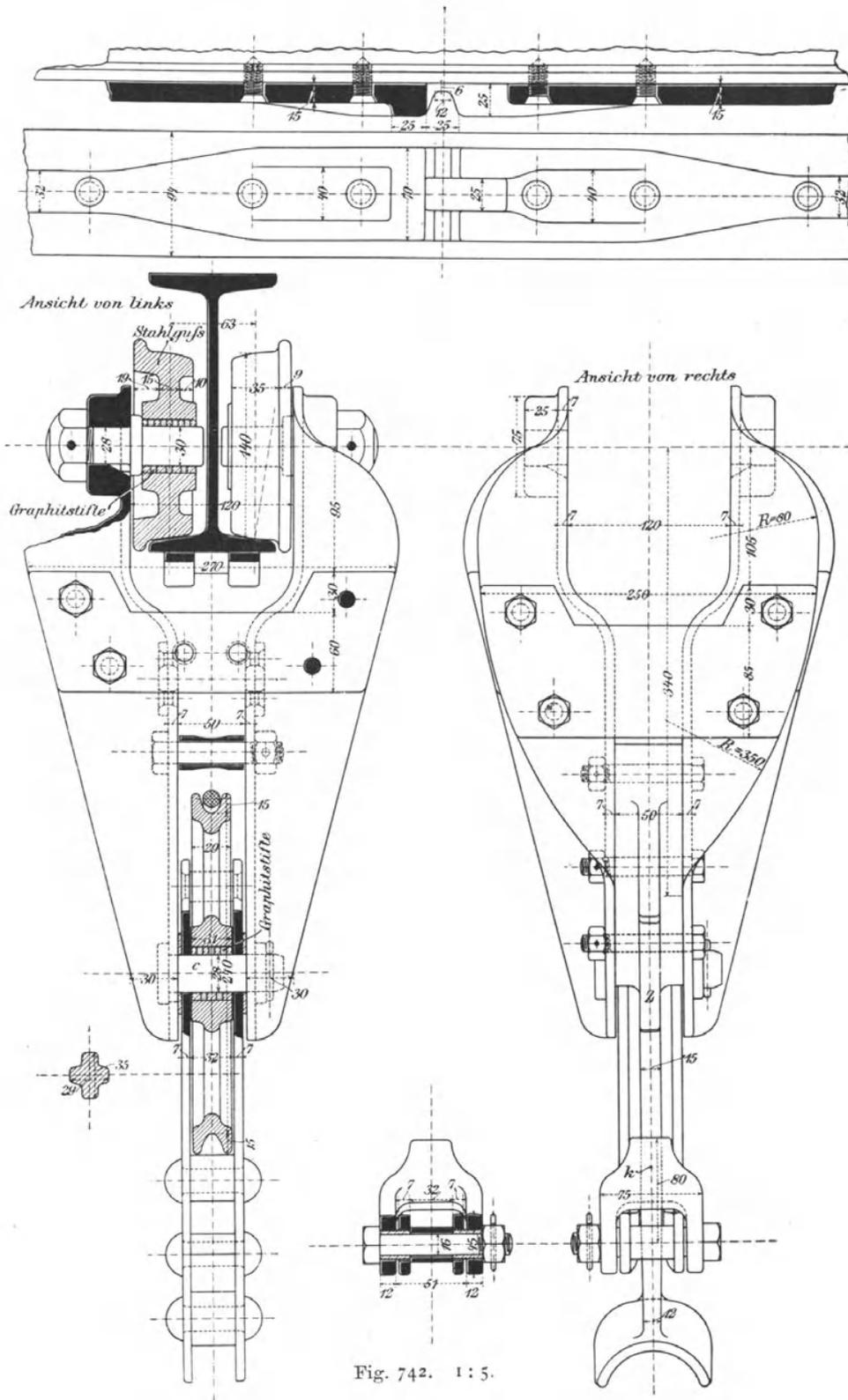


Fig. 742. 1:5.



delnd in der Katze aufgehängtes Führungstück  $l$  gesichert, das mit einem zweiten Drehzapfen an das untere Ende des Zwischenlenkers  $m$  angeschlossen ist und den störungsfreien richtigen Eintritt des Bolzens  $d$  in den Ausschnitt von  $m$ , Fig. 741, S. 890, vermittelt, durch den die zwangläufige Bewegung zwischen dem Haken  $h$  und dem Riegelwerk erfolgt. Willkürliche Bewegungen der Schleppklinke  $i$  werden durch die Einwirkung des kleinen Druckhebels mit der Spiralfeder gehindert.

Steckt man durch das Loch  $o$  in der Riegelscheibe  $m$ , Fig. 741, das hart vor der Umgrenzung des Katzenwangenausschnitts steht, von aussen einen Stift, so legt sich dieser gegen die Katzenwangen und stellt die Riegel-

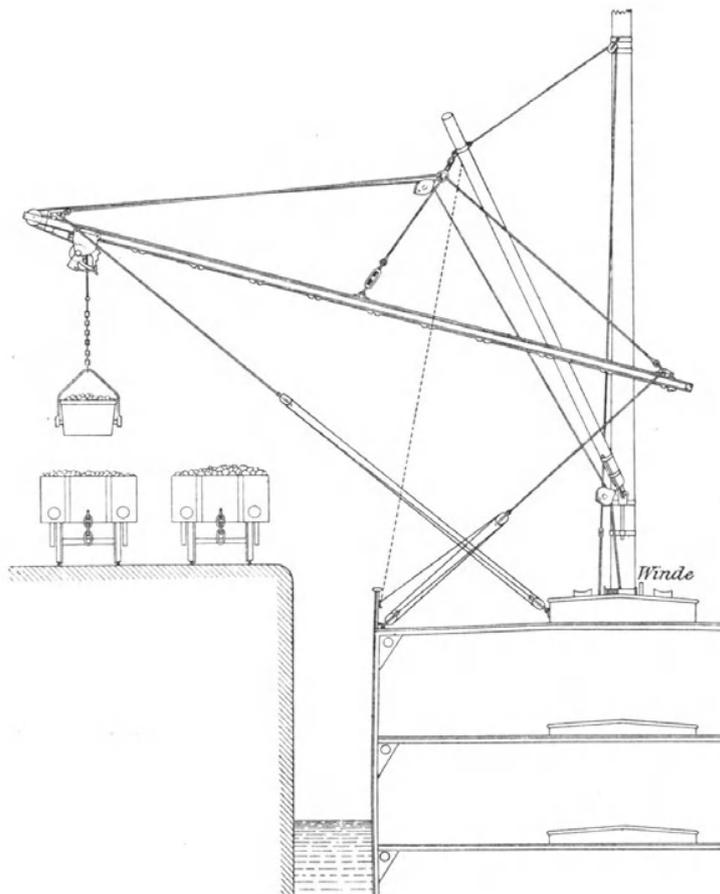


Fig. 744.

scheibe fest, verhindert dadurch die Fahrbeweglichkeit der Katze und ermöglicht Heben und Senken an demselben Ort.

Für die schwer zugänglichen Laufradzapfen der Katze sind in die Radnaben, zum Vermindern der Reibung, Bronzebüchsen mit Graphitstiften eingesetzt. Auch die Leitrollennabe ist mit Graphitbronzefutter ausgebucht.

Die eingefügten Schaubilder zeigen verschiedene Verwendungsarten des Temperley'schen Umladers, mit dem sich ausser kleinstückigem Material in Förderkübeln auch grössere Lasten, die unmittelbares Anhängen gestatten, wie Fässer, Kisten, Säcke, Bauholz und dergl., heben und auf beträchtliche Entfernungen fortschaffen lassen.

Fig. 744, S. 893, veranschaulicht das Löschen von Kohlenschiffen für die Umladungen auf Eisenbahnwagen, wobei der Laufkatzenträger in einfachster Weise am Schiffsmast aufgehängt ist.



Fig. 745.

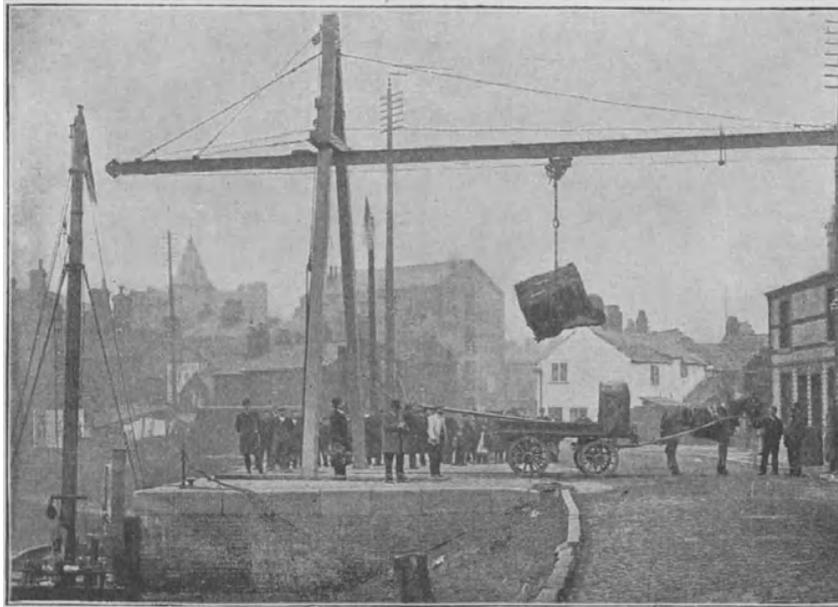


Fig. 746.

Die Anlage ist für eine Leistung von 40 Tonnen in der Stunde bestimmt.

Dieselbe Anordnung wird auch zum Übernehmen von Kohlen von einem Schiff in ein anderes benutzt und hat vorzüglich in der englischen Marine Aufnahme gefunden, ist aber auch zum Theil in der französischen und russischen verwendet.

Die grosse Ausladung der Laufkatzenräger gestattet bei ruhiger See sogar das Übernehmen der Kohlen während der Fahrt. Dahin angestellte Versuche auf dem französischen Panzerschiff Richelieu sollen bei  $6\frac{1}{2}$  Knoten

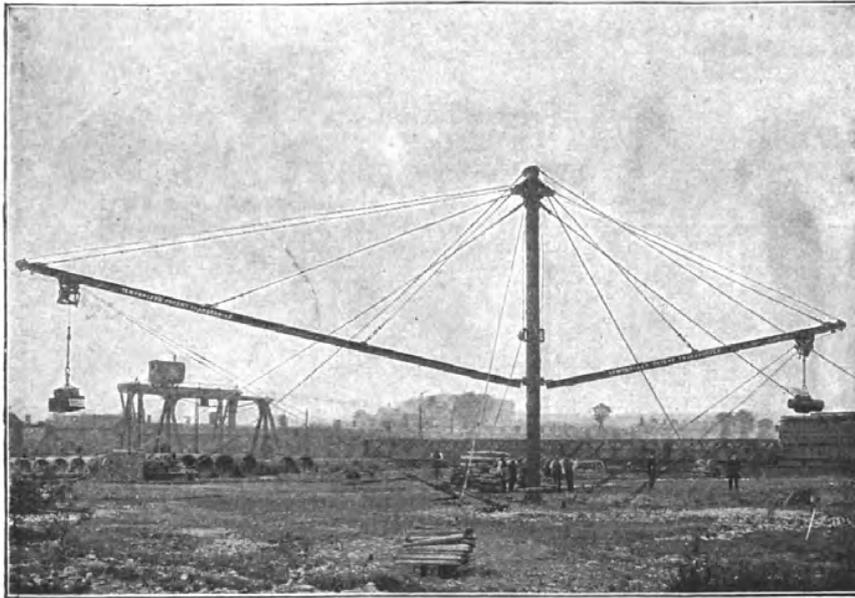


Fig. 747.

Geschwindigkeit eine Leistung von 100 Tonnen in 3 Stunden ergeben haben. \*)

In Fig. 745 ist ein Temperley-Balken von 40 m Länge an einem Netz von Drahtseilen in einem hohen Bockgerüst als Hochbahnkrahne aufgehängt, um Kohlenschiffe zu löschen und das Material auf einem ausgedehnten Lagerplatz in freien Haufen aufzustapeln. Die Förderlast beträgt 1500 kg, die Hubgeschwindigkeit 1,5 m/sec, die Katzensgeschwindigkeit 3 m/sec.

Fig. 746 veranschaulicht eine ähnliche Anlage für kleinere Verhältnisse mit 31 m langer Bahn zum unmittelbaren Überladen von Kohlen in Speicher.

Fig. 747 giebt die Photographie einer für die britische Admiralität gelieferten Anlage mit Aufhängung von zwei, 18 und 12 m langen Auslegern an einem Mittelpunktmast wieder, der ebenso, wie die Ausleger, nur durch Drahtseile abgestützt ist. Der Umlader dient zum Heben und Fortschaffen von verschiedenartigen Stückgütern, Fässern, Kisten u. s. f.

Ein am 11. April 1899 ausgegebenes amerikanisches Patent U. S. P. 622830, Fig. 748, S. 896, betrifft eine Abänderung, welche Temperley bei losen Rollen zur Aufhängung der Rollenflasche in der Laufkatze anwendet, die sich aber auch für einfache Lasthaken benutzen lässt. Dieselbe Bauart ist in Deutschland wenig später 1899 durch das D.R.P. 107079 geschützt und in der Patentschrift durch eine Anzahl sehr guter Zeichnungen; auf die hier zu verweisen ist, eingehend dargestellt.

Der Apparat ist in der Skizze, Fig. 748, in der Stellung gezeichnet, in welcher das Riegelwerk im Begriff steht, sich während der Abwärtsfahrt durch die vorher selbstthätig umgeklappte Schlepplinke in der weiter oben beschriebenen Weise in der Hemmung an der Laufbahn festzuklinken.

\*) Vergl. Haak, Über Schiffseinrichtungen. Verh. d. Ver. zur Beförderung des Gewerbeleisses in Preussen 1898, S. 62, Taf. G u. H.

Durch die hierbei eintretende Drehung der Riegelscheibe wird gleichzeitig das senkrechte Gehänge in der Laufkatze abwärts bewegt und das untere, seitliche Vorsprünge der Flaschenwangen umklammernde Zangenmaul durch einen feststehenden Bolzen, der durch die kurvenförmigen Leitschlitze der Maulhälften hindurchgreift, geöffnet, um die lose Rolle zum Senken freizugeben. Umgekehrt findet der aufsteigende Rollenblock bei festgeriegelter Katze das Zangenmaul geöffnet vor, hebt beim weiteren Aufsteigen das ganze Gehänge in die Luft und schliesst die Zange durch die Führungsschlitze und den Leitbolzen unter sich, während gleichzeitig die oberen Lenkschienen die Riegelscheibe aus der Hemmung herausdrehen, so dass der Seilzug die Katze mit der eingehängten Last frei aufwärts ziehen kann.

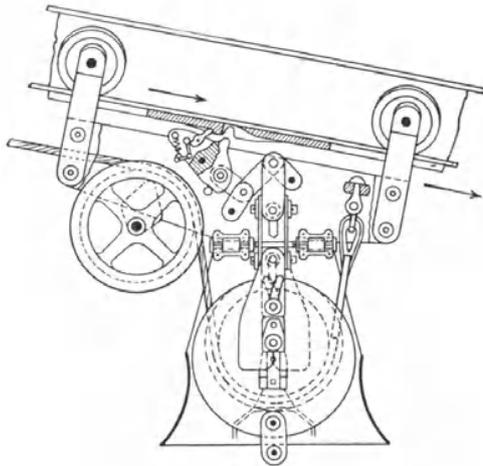


Fig. 748.

Der richtige Einlauf des Rollenblocks in die Katze wird durch eine glockenförmige Haube gesichert, die in der Katze um wagerechte Scharnierzapfen drehbar aufgehängt ist und die Führung übernimmt, wenn die Rolle mit der Last oben seitlich pendelnd ankommt. Die Wangenbleche der Katze sind oben seitlich ausgekröpft, so dass sie senkrecht zur Richtung der schrägen Flanschflächen des Katzenträgers stehen und dadurch die Verwendung von Laufrädern mit cylindrischem Kranz gestatten, der in ganzer Breite auf dem Träger aufruhrt. Diese Rollenstellung ist in England und Amerika schon seit 30 Jahren bekannt.\*)

Die Temperley-Laufkatzen besitzen den beachtenswerthen Vorzug, dass sie zur Ausführung aller Bewegungen, bei stetigem Übergang von der senkrechten Hubrichtung der Last in die Fahrbewegung und umgekehrt, nur ein einziges Förderseil beanspruchen, wodurch Konstruktion und Bedienung der Winde aufs äusserste vereinfacht werden.\*\*)

Die Temperley-Laufkatzen besitzen den beachtenswerthen Vorzug, dass sie zur Ausführung aller Bewegungen, bei stetigem Übergang von der senkrechten Hubrichtung der Last in die Fahrbewegung und umgekehrt, nur ein einziges Förderseil beanspruchen, wodurch Konstruktion und Bedienung der Winde aufs äusserste vereinfacht werden.\*\*)

#### Hochbahnkrahnen von Hulett-McMyler in Cleveland.

Von den verschiedenen grossen Hebe- und Transportvorkehrungen für den Bau des Chicagoer Kanals wurden die Hochbahnkrahne von McMyler, Fig. 749, auf einer Strecke benutzt, wo das Kanalbett ganz in den Felsen eingeschnitten ist, und den Krahnen die Aufgabe zufiel, das losgesprengte

\*) Vergl. Henry R. Towne. A Treatise on Cranes. Stamford, Conn. 1883. Patent Trolley, Fig. 80 u. 81, S. 188.

\*\*\*) F. S. Pett in Dover und W. Hunter in Bow (London) verwenden für ihre Hochbahnlaufkrahne zum Löschen und Befrachten von Schiffen u. a. — D.R.P. 101800 — eine Laufkatze mit zwei, nach den entgegengesetzten Richtungen der Fahrbahn und schliesslich zu einer gemeinsamen Winde geführten Seilen oder Ketten, von denen jede sowohl als Last- wie als Haltekette dienen kann. Die beiden Windentrommeln müssen hierfür, sowohl getrennt, wie gemeinsam, in Thätigkeit gesetzt werden können. Zum Heben und Fahren der Last wird die in der Fahrriechung liegende Kette aufgehaspelt, die andere um den gleichen Betrag nachgelassen. Um willkürliches Sinken der Last während der Fahrt zu verhindern, sind die Kettenleitrollen in der Katze mit Sperrklinken ausgerüstet, die erst an der Entladestelle von Hand durch Zugseile oder selbstthätig durch Knaggen an der Laufschiene ausgelöst werden und ebenso beim Heben der Last ausgeklinkt gehalten werden müssen.

Gestein zu heben und seitlich am Ufer in ausreichender Entfernung auf Schutthalden zu stürzen.\*)

Die in einem fahrbaren Thurm mit  $15^\circ$  Neigung eingebaute Brücke für die Katzenbahn ladet von der Uferkante bis zur Kanalmitte  $\sim 24,4$  m und auf der Landseite jenseits des Thurmes noch  $\sim 27,4$  m frei aus. Die Strecke innerhalb des Thurmes misst, wie dessen Spurweite,  $\sim 13,5$  m. Das Gesamtgewicht der Konstruktion von 110 t ist auf 8 Paar Laufräder vertheilt. Fig. 750, S. 898, zeigt, dass das Fördergefäß an einer losen Rolle derart in der Laufkatze aufgehängt ist, dass sich die Last auf drei tragende Seilstrecken vertheilt. Das eine Seilende ist oben in der losen Flasche befestigt, läuft über die rechte Leitrolle in der Katze zur losen Rolle, von hier über die zweite Leitrolle im Katzenwagen nach dem oberen End-

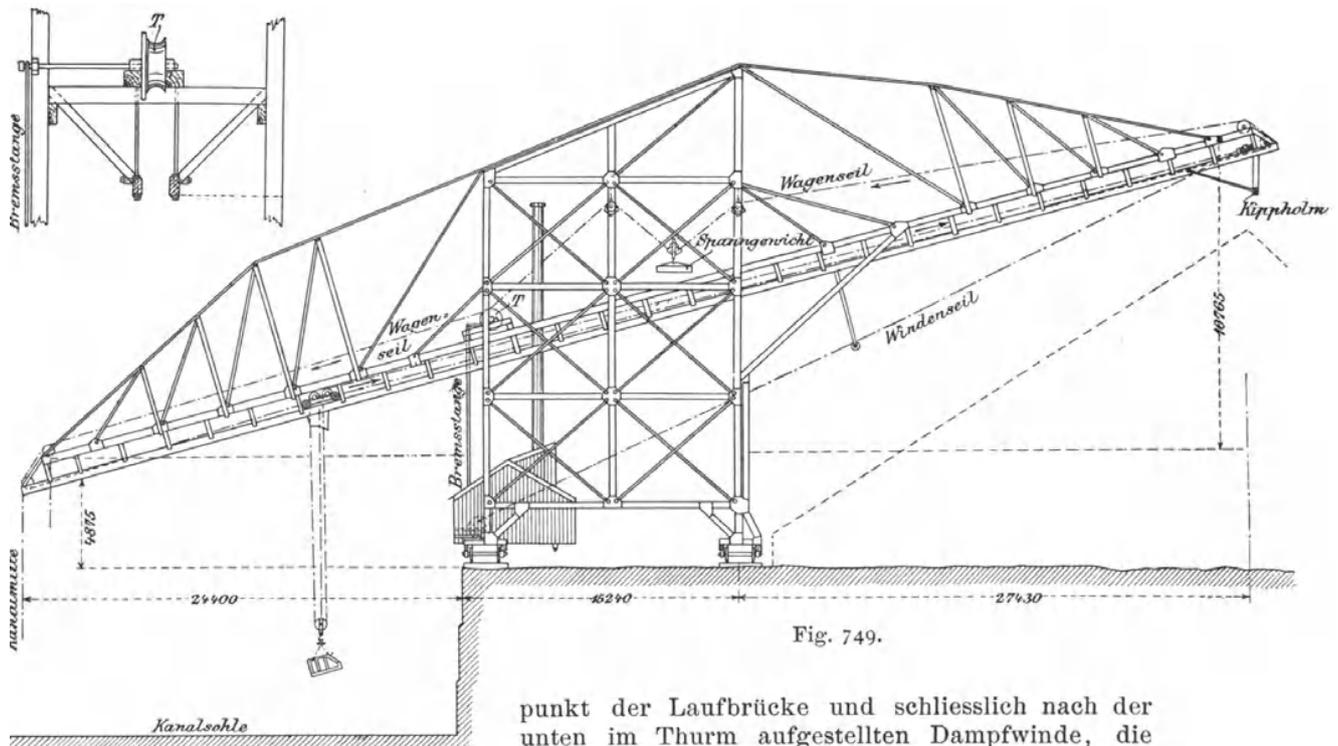


Fig. 749.

punkt der Laufbrücke und schliesslich nach der unten im Thurm aufgestellten Dampfwinde, die sowohl den gefüllten Kübel senkrecht hebt, wie auch die Last gemeinsam mit der Katze zum höchsten Brückenpunkt emporzieht, während der selbstthätige Rücklauf und das Senken nur durch eine Bremse geregelt werden. Die Katze ist zum Einstellen auf beliebige Punkte und zum Festhalten, während der Kübel aufgewunden oder gesenkt wird, in ein endloses Wagenstoppseil, Fig. 749, eingeschaltet, das, über Leitrollen an den Brückenenden geführt, in seinem oberen Lauf zwischen zwei weiteren, in das Thurmgerüst eingebauten Leitrollen durch eine belastete lose Rolle dauernd gleichmässig gespannt wird und in mehrfachen Windungen eine schmale Trommel  $T$  über der Maschinenkammer umschlingt. Auf der Achse dieser Trommel sitzt eine Bremse, die vom Kranführer durch ein Gestänge von unten gesteuert werden kann und die Katze feststellt, sobald das Bremsgestänge angezogen wird.

\*) C. S. Hill, Chicago Main Drainage Channel. Sonderabdruck aus den Engineering News. New-York 1896, S. 67 und Engineering, April 1897, S. 571.

Die Hulett'sche Katze — U.S.P. 551 586 vom 17. December 1895 — Fig. 750, ist so gebaut, dass sich das lose Rollengehänge mit dem Förderkübel nach dem Hochwinden in dieselbe einhängt, und das Förderseil beim Fortbewegen der Katze nur durch den Fahrwiderstand auf der ansteigenden Bahn belastet ist. Auf der Innenseite der Wangenbleche springen zwei Zapfen vor, welche die beiden frei drehbaren, gussstählernen Stütz- und Leitkörper *C* tragen. Die lose Flasche tritt beim Eintreffen an der Katze mit dem oberen Theil zwischen die Drehlinge *C* ein, gleitet mit ihren vorstehenden Rollenzapfen an der unteren schrägen Fläche in die Höhe und drängt dabei *C* nach links, so dass die weiter aufsteigende Rolle mit ihren Zapfen nur in den senkrechten Schlitz *A* der Katzenwangen eintreten kann. Inzwischen schwingen die Drehlinge *C* durch ihr Eigengewicht in

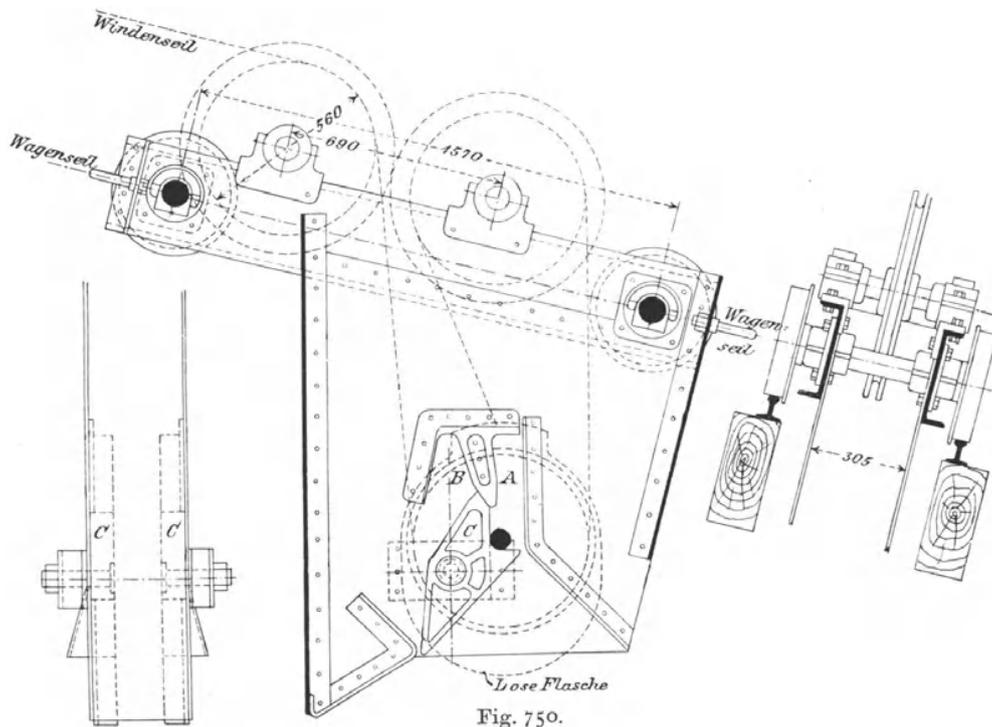


Fig. 750.

die gezeichnete Lage zurück und dienen mit ihren hornförmigen Vorsprüngen dem Rollenzapfen des Flaschengehanges als feste Stützpunkte, wenn das Förderseil etwas nachgelassen wird. Lüftet der Krahnführer hierauf die Bremse für das Wagenseil und rückt die Windentrommel wieder ein, so bleibt das Rollengehänge auf den Stützen liegen, weil der Seilzug zum Fortbewegen der Katze kleiner als die Last ist; wird aber das Wagenseil wieder festgebremst und das Förderseil angezogen, so wirkt die Resultante der drei Seilspannungen des Flaschenzuges unter dem Einfluss der schiefen Richtung des mittleren Seiles nach links, die lose Rolle dreht dadurch *C* ebenfalls nach links und tritt mit ihren Zapfenköpfen in den Ausschnitt *B* der Katzenwangen. Sobald die Drehlinge bei diesem Vorgang unter dem aufsteigenden Rollenzapfen frei zurückschwingen können, nehmen sie abermals die gezeichnete Lage ein und geben dem Kübelgehänge die Senkbahn frei, indem sie vorübergehend etwas zurückpendeln, wenn der Rollenzapfen beim Nachlassen des Förderseils auf ihrem Rücken aus der Katze herausgleitet.

Die Selbstentleerung der Förderkübel am Ende der Brückenbahn erfolgt durch einfaches Aushaken der vorderen Tragkette des Kübelmauls, Fig. 751. Die Aufhängung des Kübelmauls am Förderseil-schäkel besteht aus einer langgliedrigen Kette aus Flacheisenschienen, um deren unteren Gelenkzapfen ein kurzes Hakenmaul mit weit vorstehendem, aufwärts gekrümmtem Auslösehebel drehbar befestigt ist und das Einhängen der vom Kübelmaul ausgehenden Spannkette ermöglicht. Sobald das Fördergefäß in der gezeichneten Endstellung, Fig. 751, anlangt, stösst der Auslösehebel gegen den festen Kippholm *B*, der zur Aufnahme des Anpralls durch schräge, eiserne Schienen mit der Brückenbahn verbunden ist, und öffnet dadurch die Tragkettenverbindung.

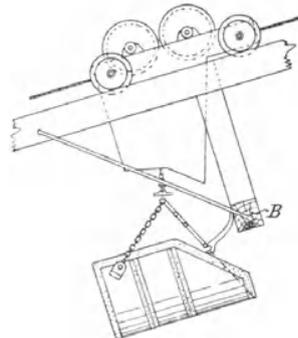


Fig. 751.

Die vorn abgeschrägten Förderkübel aus Stahlblech fassen bei  $\sim 1,7$  m grösster Länge, 0,9 m Tiefe am Boden und 2 m Breite, 2,7 cbm Wasser oder  $\sim 1,2$  cbm Sprenggestein.

Die Windendampfmaschine arbeitet mit 5,6 Atm, 230 mm Kolben-, 305 mm Kurbelkreisdurchmesser und 200 Umdrehungen in der Minute.

Die Bedienung der Anlage erfordert 2 Mann, während im Kanalbett 25 bis 30 Mann mit dem Beladen und Anhängen der Förderkübel, von denen 5 Stück im Gang waren, beschäftigt wurden. Die durchschnittliche, hauptsächlich vom Füllen der Kübel abhängige, tägliche Leistung betrug in 10stündiger Arbeitszeit  $\sim 140$  cbm Gestein.

#### Hochbahnkrahne von A. E. Brown in Cleveland.

Die Brown Hoisting & Conveying Company in Cleveland hat sich, ebenso wie Hunt in New-York durch thatkräftiges Vorgehen um den Bau und die Verbreitung von Hochbahnkrahnen ganz besonders verdient gemacht und bis zum Beginn des Jahres 1898 bereits 320 Anlagen geliefert, die eine Tagesleistung von 110000 t für den Transport von Erz, Kohle, Steinen, Erde u. s. f. darstellen sollen. Die zahlreichen Beschreibungen in Fachzeitschriften beschränken sich aber meist auf allgemeine Angaben über die Leistung und Verwendung mit skizzenhaften Bildern und photographischen Aufnahmen von den Arbeitsplätzen, ohne einen vollständigen Einblick in die Konstruktionseinzelheiten zu gewähren. So ist vor allem selbst den amerikanischen Berichterstattern die Laufkatze, in welche sich der Förderkübel für den Längstransport einkuppelt, wie von einzelnen ausdrücklich hervorgehoben wird, bisher nur unvollkommen zugänglich gewesen und nur in perspektivischen Skizzen wiedergegeben, die wesentliche Theile verdecken.\*) Die unten angeführten amerikanischen Patente enthalten zwar die patentirten Einzelheiten, geben aber keinen zuverlässigen Anhalt für die schliessliche Ausführung und die Zusammenstellung aller Theile.\*\*)

\*) C. S. Hill, Chicago Main Drainage Channel. New-York 1896, S. 78, Fig. 77 u. Engineering, März 1897, S. 303, Fig. 89.

\*\*) U.S.P. von A. E. Brown 368065 vom 9. August 1887, 390560 vom 2. Oktober 1888, 400188 vom 26. März 1889 und 408456 vom 6. August 1889 beziehen sich auf die Laufkatze und die Vorrichtungen zum Ein- und Aushängen des Förderkübels, 370312 vom 20. September 1887 und 370679 vom 27. September 1887 auf Kippvorrichtungen für den Kübel. No. 368453 vom 16. August 1887 und 427830 vom 13. Mai 1890 betreffen die selbstthätige Entleerung der Förderkübel beim Aufstossen ihres Bodens auf den Lagerplatz. No. 465318 vom 15. December 1891, 465775 vom 22. December 1891 und 466090 vom 29. December 1891 geben Vorrichtungen für den Wechsel der Rollenzahl von Flaschenzügen an, wenn mit der Katze zeitweise stark wechselnde Lastgrößen

bei dieser Sachlage ein unverhältnissmässig grosses Figurenmateriale aufgenommen werden müsste, um die Brown'schen Konstruktionen soweit wie möglich zu beschreiben, ohne dabei mehr als mangelhafte Skizzen bieten zu können, beschränke ich mich hier, im Hinblick auf die sonstigen, in diesem Kapitel mitgetheilten verwandten Konstruktionen, auf die Anführung der in den Fussnoten angegebenen Patente und anderen Quellen, sowie die nachstehenden zusätzlichen Angaben.\*)

Fig. 752, S. 901, veranschaulicht eine Gruppenanlage von Brown'schen Hochbahnkrahnen zum Löschen von Kohlenschiffen aus einer grösseren Lukenzahl und lässt die äussere Gestalt der Laufbrücken erkennen, die im vorliegenden Fall auf einem portalförmigen Unterbau für die freie Durchfahrt der Eisenbahnzüge ruhen.

Die Förderkübel fassen meist 1 t Ladegewicht, 1,2 cbm Kohlen oder 0,5 cbm Erz. Die Hubgeschwindigkeit beträgt bis 1,5 m, die Laufgeschwindigkeit der Katze bis 5 m in der Sekunde. Die Katzenbahn wird mit einer Neigung von 1:12 bis 1:8 ausgeführt, so dass der Rücklauf der Fördergefässe, wie bei Hulett-McMyler und Temperley, selbstthätig erfolgt. Den Unterbau der Brücke bildet häufig, wie in Fig. 752, nur ein feststehendes oder fahrbares Portal in der Mitte, das im oberen Theil die Maschinenkammer aufnimmt. Bei grossen Ausladungen wird dann für die Standsicherheit ein wanderndes Gegengewicht nothwendig, das Brown auf einem oberhalb der Katzenbahn eingebauten Geleise anordnet und mit der Katze derart in ein gemeinsames, endloses Zugseil einschaltet, dass sich Last und Gegengewicht beim Fahren stets gleichzeitig, aber auf entgegengesetzten Auslegerstrecken und in entgegengesetzter Richtung bewegen. — D. R. P. 70701.

Wenn grosse Entfernungen zwischen 40 bis 75 m zu überspannen sind, wird die Brücke auf zwei Stützböcken gelagert und ihre Bahn dann bisweilen noch durch freie Ausleger an beiden Enden verlängert, so dass Lagerplätze bis 150 m Breite auf diese Weise noch mit fahrbaren Gerüsten bestrichen werden können. Zum genauen Einstellen der Bahn über bestimmten Ladepunkten und zur Erleichterung der Fahrt bei der grossen Spannweite wird zum Theil auch für eine horizontale Drehbarkeit der Brücke um kleine Winkelbeträge bis etwa  $10^0$  nach jeder Seite, ähnlich wie bei der Anlage für die Rheinischen Stahlwerke, S. 885, gesorgt.\*\*)

gefördert werden. No. 390341 vom 2. Oktober 1888 beschreibt die lose Rolle mit vollständig geschlossenen Zapfenlagern und Ölkammern.

Ferner kommen für das Studium der Brown'schen Maschinen folgende Canadische Patente in Betracht:

21962 und 21963 vom 2. Juli 1885, 22248 vom 13. August und 22296 vom 26. August 1885 für die Konstruktionen der Laufbrücken;

39288 und 39291 vom 13. Juli 1892 für Reibungskupplungen der Förderwinden, in Deutschland patentirt als Bremsringkupplung von Brown, D. R. P. 64778.

\*) C. S. Hill, Chicago Main Drainage Channel. New-York 1896, S. 76. Engineering 1897, Januar-Juni, S. 299, 302, 303 u. 847. — Beide Quellen enthalten im übrigen auch die sonstigen bei dem Kanalbau verwendeten Maschinen anderer Firmen und die damit erreichten Leistungen. Schliesslich siehe auch Iron Age, Februar und Oktober 1897, und Z. d. V. d. I. 1898, S. 769.

\*\*) In Deutschland befindet sich eine Brown'sche Anlage in den Krupp'schen Werken bei Rheinhausen. — Weitere Beispiele amerikanischer Krahnhochbahnen mit Brückenauslegern und fahrbarem Unterbau liefern die U.S.P. von P. Rash in Cleveland. No. 505635 bis 505638 vom 26. September 1893 mit der zugehörigen Winde 505639 von demselben Datum und einer neueren Konstruktion für getrennte Drehbarkeit der Ausleger, U.S.P. 575373 vom 19. Januar 1897. — Zu den neueren deutschen Ausführungen gehört die Kohlenumladevorrichtung des Rheinisch-Westfälischen Kohlsyndikats im Rheinauer Hafen bei Mannheim von der Union und der Benrather Maschinenfabrik mit Benutzung des D. R. P. 97476, Kl. 81, von de Fries, beschrieben in „Stahl und Eisen“ 1900.

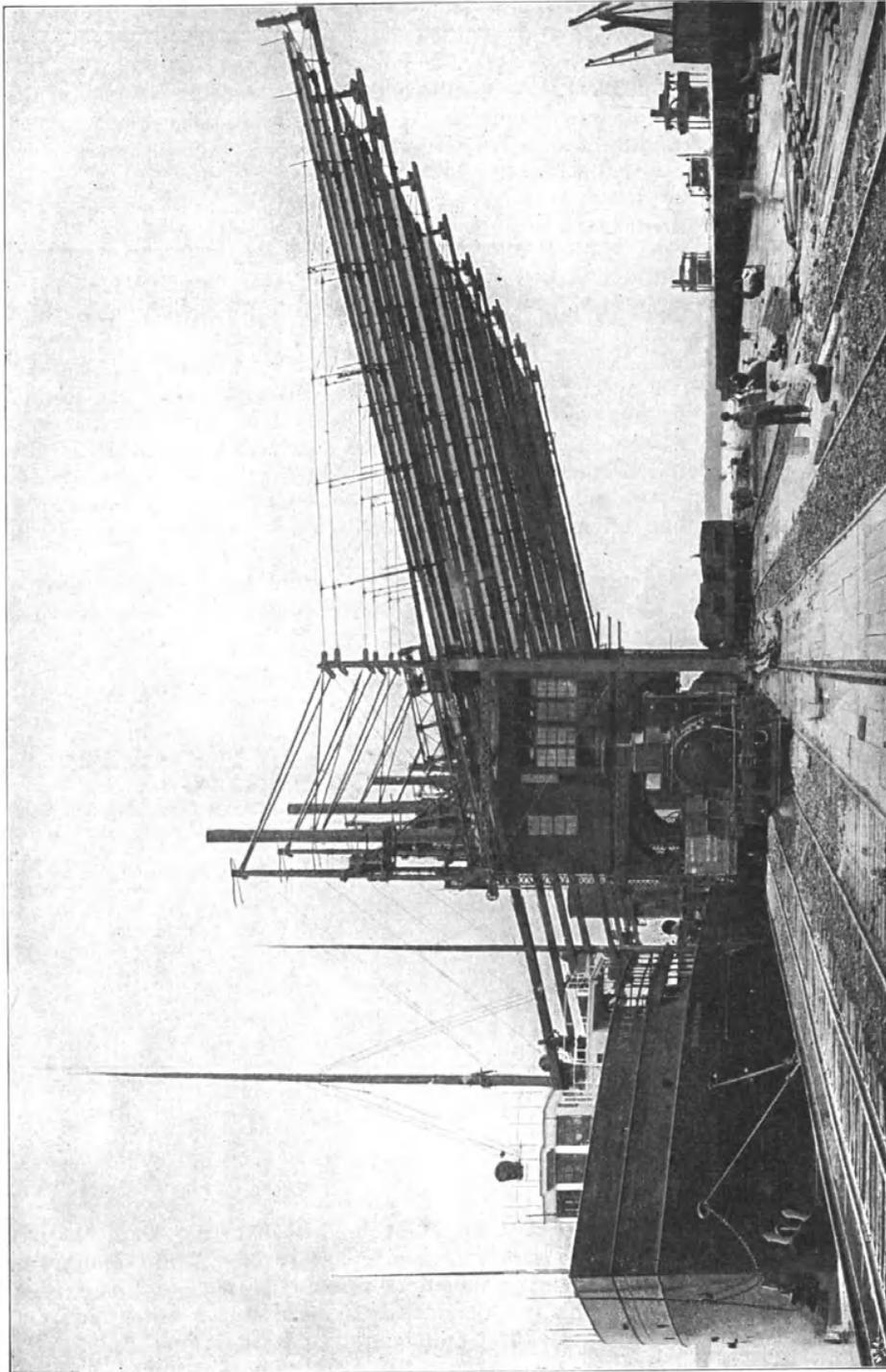


Fig. 752.

### Fahrbarer Hochbahnkrahne mit Drahtseilbahn von Lidgerwood in New-York.

Die meisten Fabriken, welche Hochbahnkrahne mit starrer Laufbahn ausführen, haben ihre Konstruktionen auch auf Drahtseilbahnen übertragen. Die grossartigste Anlage dieser Art ist von Lidgerwood für den Bau des Chicagoer Kanals geliefert.\*) Die Spannweite betrug hierbei 213 m und die Belastung des 60 mm dicken Bahnseils, von 155 t Zerreihsfestigkeit, durch Katze mit Zubehör und gefülltem Fördergefäss  $\sim 7$  t. Um einen ausreichenden Abstand für die Spannseilenden der hölzernen, 21 bzw. 27 m hohen Bahnthürme und für die Verankerung des Hauptseils auf den Wagenplattformen, sowie für die Gegengewichtsbelastung zu gewinnen, sind die Wagen 25 m breit ausgeführt. Jeder Wagen läuft mit 28 Rädern, von denen je vier in derselben Lafebene liegen, auf 7 Schienen. Das beim Wechsel des Arbeitsplatzes fortzubewegende Gesamtgewicht der Konstruktion beträgt  $\sim 220$  t.

Die Anlage diente bei dem Chicagoer Kanalbau zum Beseitigen grosser einblöcke nach den Sprengarbeiten, wobei das Material aus dem Kanalbett in mächtigen flachen Schaufeln aus Kesselstahlblech aufgewunden und seitwärts geführt wurde, um es in möglichst kurzer Zeit aus der Höhe der Seilbahn auf eine breite Schutthalde in ausreichender Entfernung vom Kanal auszukippen. Die zum bequemeren Hineinschaffen der grossen Felsstücke vorn und oben offenen Fördergefässe können 3700 kg Bruchmaterial tragen.

Fig. 753 veranschaulicht die Köpfe der aus Holz gezimmerten Thürme mit den verschiedenen Leitrollen für die Betriebseile und die Form der

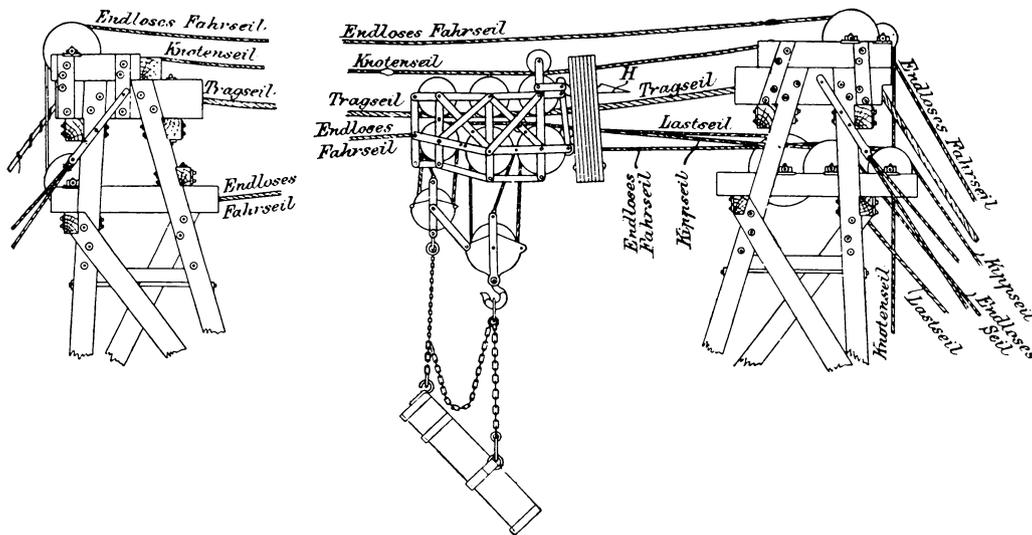


Fig. 753.

Laufkatze. Das Fördergefäss wird ungefähr in der Mitte von dem Hauptflaschenzug gefasst, der die Last durch die untere lose Rolle und zwei Leitrollen in der Katze auf drei Seilstücke vertheilt und mit dreifacher Übersetzung arbeitet. Das hintere Schaufelende wird durch einen zweiten kleineren Flaschenzug von gleicher Bauart getragen und zum Auskippen des Materials, wie skizzirt, angezogen. Bis zu diesem Zeitpunkt hängen

\*) Siehe C. S. Hill, Chicago Main Drainage Channel. New-York 1896, S. 45, und Engineering, Februar 1897, S. 272.

die beiden, durch eine Lenkschiene aneinander gekuppelten Flaschenzüge in gleicher Höhe und halten die Schaufel beim Heben und Fahren in waagrechter Lage.\*)

Die Zugseile laufen von der Katze aus über Leitrollen im rechten Thurmkopf nach dem unten auf der Wagenplattform stehenden Maschinenhause und werden dort von der in Fig. 754 u. 755 skizzirten Fördertrommel aufgenommen.

In den Figuren ist das 20 mm dicke Seil des grossen Rollenzuges als Lastseil, das schwächere, 16 mm starke des kleineren Zuges als Kippseil bezeichnet.

Die Fortbewegung der Katze auf dem Trag- oder Bahnseil wird durch ein 20 mm starkes endloses Fahrseil vermittelt, das über Leitrollen an

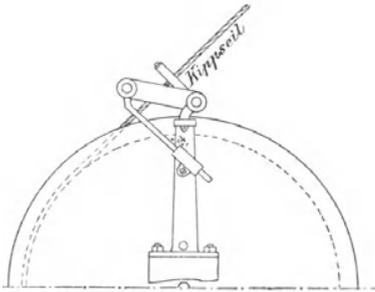


Fig. 754.

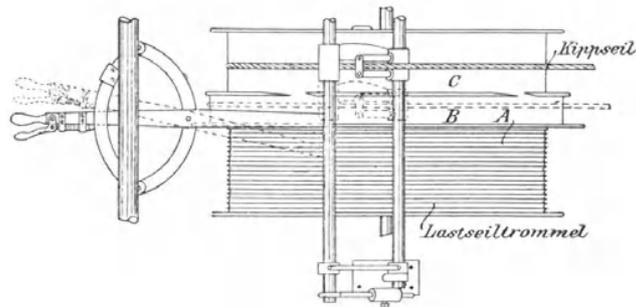


Fig. 755.

beiden Thurmköpfen auf der rechten Seite ebenfalls nach der Maschinenkammer läuft, dort eine schmale Spilltrommel des Dampfhaspels in vier Windungen, zum Erzeugen des erforderlichen Reibschlusses umschlingt und im geschlossenen Lauf nach dem Thurmkopf zurückkehrt.

Die Treibseile erfordern auf der langen, horizontalen Betriebstrecke eine Reihe von Stützen, um störendes Durchhängen zu verhindern, das sowohl die Fahrbeweglichkeit der Katze, wie ihre Senkfähigkeit beeinträch-

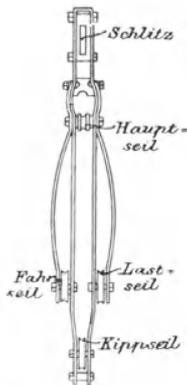


Fig. 756.

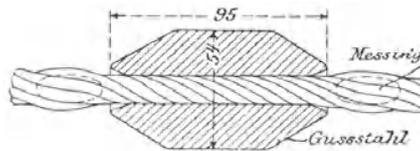


Fig. 757.

tigen würde. Die Bedingung, dass diese Stützen andererseits die Fahrbahn rechtzeitig freigeben, erfüllt Lidgerwood durch Verwendung der Miller'schen Reiter, Fig. 756, die mit ihren Köpfen auf ein oberhalb des Bahnseiles ausgespanntes Knotenseil aufgereiht sind und anfangs auf dem Horn *H* der Laufkatze, Fig. 753, sitzen, dann während der Fahrt nacheinander an den in gleichen Abständen eingeschalteten Wulsten des Knotenseils, Fig. 757, hängen bleiben und umgekehrt beim Rücklauf der Katze wieder von dem Horn aufgenommen und mitgeführt werden. Die regelrechte Vertheilung

\*) Vergleiche Miller's U.S.P. vom 17. December 1895, No. 551506 und No. 551869 vom 24. December 1895.

der Reiter über die Bahn wird in einfachster Weise durch die Grössenabstufung der Kopfschlitz und der Seilwulste dadurch vermittelt, dass der äusserste Reiter auf dem Horn bereits am ersten schwächsten Wulst hängen bleibt, und die nachfolgenden auf den breiteren Kopfschlitz der Reihe nach erst durch die dickeren Wulste aufgehalten werden. \*)

Die Wulste sind mit eichelförmig zugespitzten Köpfen aus Gussstahl hergestellt und werden, je nach ihrer Grösse, entweder, wie in Fig. 757, durch eiförmige Einlagen im Knotenseil an Ort und Stelle gehalten oder durch einen Querstift mit dem Seil verbolzt und aufgelöthet.

Das Knotenseil ist nur am linken Thurm Kopf befestigt, am rechten dagegen über eine Leitrolle frei nach unten geführt und am Ende mit einem Spannungsgewicht belastet, das dem Seil die Möglichkeit gewährt, sich durch eine Leitrolle in jeder Katzenstellung der Durchhängung des Bahnseils anzupassen und doch stets gleichmässig gespannt zu bleiben.

Die Stützrolle des Kippseils, die Tragrolle auf dem Bahnseil, das Querstück zum Aufhängen der Reiter am Katzenhorn und der Kopfschlitz für das durchlaufende Knotenseil liegen übereinander in der Mittelebene der Fig. 756; symmetrisch dazu, rechts und links zwischen zwei Seitenarmen, befinden sich die Stützrollen des Last- und Fahrseils.

Die aus einem Stück gegossene Förderseiltrommel von H. Locher, Fig. 754 u. 755, S. 903, ist in drei Abtheilungen *A*, *B* und *C* zerlegt, von denen *A* und *C* gleichen Durchmesser — 1370 mm — haben, während *B* etwas dicker ist.

Die rechte Hälfte *A* nimmt das 20 mm starke Förderseil des Hauptrollenzuges der Katze in spiralförmigen Umfangsnuthen auf. Die linke Trommelhälfte *C* dient zum Aufwickeln des 16 mm starken Kippseils, das zwischen der Gabel eines querverschieblichen Stellerrahmens durchläuft und in dem Augenblick von *C* auf *B* hinübergeleitet wird, wo das Fördergefäss entleert werden soll, um durch die grössere Wickelgeschwindigkeit der Trommelzone *B* den Kippflaszug der Katze anzuziehen. Das Übersteuern des Seiles verlangt glatte Trommelmäntel.

Die allgemeine Ausführung und Anordnung der Winde entspricht im übrigen der von Lidgerwood für einfache Seilbahnen gewählten, weiter unten beschriebenen Bauart.

Die Spilltrommel für das endlose Fahrseil hat ebenfalls 1370 mm Durchmesser und ist mit der Förderseiltrommel auf gemeinsamer Welle angeordnet. Beide sind auf den einander zugewandten Stirnflächen mit angegossenen Bremsscheiben ausgerüstet — die in der Skizze fehlen — und sitzen längsverschiebbar, lose auf der Achse, damit sie, je nach Bedürfniss getrennt oder gemeinsam, mit dem zwischen ihnen fest aufgekeilten Antriebszahnrad gekuppelt oder ausgerückt und durch ihre Bremsen festgehalten werden können. Die doppelseitigen Kegelkupplungen sind je zur Hälfte an den Stirnflächen des Zahnrades und innerhalb der benachbarten Trommelbremsscheiben untergebracht. Sie arbeiten mit kammförmig abgedrehten Holzfuttern und doppelten Reibungsflächen, und werden, wie bei der Pohlig'schen Winde, Fig. 729, S. 877, von den Wellenköpfen aus durch Kerndruckspindeln ein- und ausgerückt. \*\*)

\*) Siehe auch Engineering 25. August 1893. — Weit umständlicher und unzuverlässiger ist die Konstruktion von Düsedan in Trenton, New-York, D.R.P. 91653, der in den Reitern zwischen der Tragrolle auf dem Bahnseil und einer durch das Fahrseil angetriebenen Reibungsrolle eine Transmissionskette einschaltet, und die Kettenräder für jeden Reiter mit anderer Übersetzung wählt, um die Laufwege der einzelnen Reiter der Vertheilung der Stützpunkte beim Fahren der Katze anzupassen. Auf die Miller'schen Stützreiter beziehen sich die U.S.P. 521035 vom 5. Juni 1894, 546239 vom 10. September 1895 und 585964 vom 6. Juli 1897.

\*\*) Die Greifer-Dampfwinde, Z. d. V. d. I. 1895, S. 338, Fig. 24, ist mit Reibungskupplungen Lidgerwood'scher Bauart ausgerüstet, ihre Trommeln sind aber auf zwei parallele Wellen vertheilt.

Beim Heben und Senken arbeitet die Förderseiltrommel allein; zum Fahren mit der Katze wird auch die nicht gezeichnete Spilltrommel eingekuppelt, die, wie bereits oben angegeben ist, das Katzenzugseil nur durch den Reibungschluss mitnimmt, den die vierfache Umschlingung des geschlossenen Seillaufes auf dem glatten Trommelmantel bildet.

Der Neigung des endlosen Seiles, sich in der Achsenrichtung über die Trommel fortzuschrauben, wird, wie bei allen Spilltrommeln, durch die ausgekehrte Form der Mantellinie entgegengewirkt, indem die steil gekrümmten Wickelflächen, die hier ausserdem noch in hohe Seitenflansche übergehen, das Seil unter geringer Seitengleitung auf der glatten Trommelfläche ständig nach der Mitte zurückdrängen. Der hierbei auftretende Verschleiss ist für gute Drahtseile überraschend gering. In Amerika werden solche Trommeln für endlose Treibseile zum Fahren und Schwenken von Krahnen mit gutem Erfolge vielfach benutzt, weil sie die Konstruktionen erheblich vereinfachen und den Platzbedarf vermindern. Das Verfahren verdient in Deutschland mehr Beachtung, als es bisher gefunden hat.

Die Winde wird im vorliegenden Fall durch eine liegende Zwillingsdampfmaschine von 50 PS mit Coulissensteuerung für den Wechsel des Drehsinns angetrieben, deren Cylinder auf der Grundplatte zu beiden Seiten der Windenböcke aufgeschraubt sind. Die hinter den Trommeln gelagerte Kurbelwelle greift mit ihrem Triebfling unmittelbar in das grosse Zahnrad der Trommelwelle ein und gestattet die Laufgeschwindigkeit der Katze bis auf 6,5 m/sec zu steigern. Die mittlere durchschnittliche Fördergeschwindigkeit beträgt 1,25 m/sec.

Die fünf Handhebel zum Umsteuern der Dampfmaschine, zum Ein- und Ausrücken der beiden Reibungskupplungen und zur Bedienung der Trommelbremsen sind in der Mitte vor der Winde in einem gemeinsamen Bockgestell mit Zahnklinkenbogen vereinigt, um sie durch den Führer, ohne Wechsel seines Standortes, beliebig umlegen oder in der jeweiligen Lage feststellen zu können. Der Dampfmaschinenhebel steht in der Mitte, symmetrisch daneben die Brems- und Kuppelhebel, je vor ihrer zugehörigen Trommel. Der Handhebel des Dampfabsperrentils hängt senkrecht nach unten vor dem Standort des Maschinisten, und links liegt der horizontal bewegliche Umsteuerhebel für das Kippseil.

Im Betrieb ist ausser dem Maschinisten und dem Heizer noch ein besonderer Wärter erforderlich, der einen elektrischen Signalapparat bedient, weil die Schutthalde zwischen dem Arbeitsplatz und der Maschinenkammer den unmittelbaren Überblick versperrt.

Zum Fortbewegen der ganzen Anlage, beim Wechseln des Arbeitsplatzes, wird die lose Rolle eines Flaschenzuges in der Fahrriechtung verankert und die Förderwinde benutzt, um das Flaschenzugseil aufzuholen.

Die grösste, im August 1894 erreichte Leistung der Maschine betrug in zehnstündiger Arbeitszeit 296 Katzenfahrten mit voller Last. Da die Frist bis zur Vollendung des Kanals eine weitere Steigerung verlangte, wurden später noch grössere Maschinen aufgestellt, mit denen bis 338 Fahrten täglich ausgeführt werden konnten.

Das Verfahren, die Lastschaufel durch den Kippflaschenzug mit dem Übersteuern des Kippseiles auf die grössere Trommel *B* zu entleeren, beschränkt die Arbeitsweise auf eine einzige Schutthalde. Will man die abzuführenden Massen nach Belieben zu beiden Seiten der Bahnmitte und des Bauplatzes ablagern, so werden verwickeltere Vorkehrungen nothwendig. Eine allgemeine Beschreibung der hierfür von A. M. Mullinix in Marshalltown entworfenen Einrichtungen — U. S. P. 546 074 vom 10. September 1895 — liefert Hill in dem mehrfach angeführten Buch: Chicago Main Drainage Channel, S. 48.

Einfache Seilbahnen für Steinbrüche zum Heben, Horizontaltransport und Absetzen der Last sind in Amerika zahlreich im Betrieb und unterscheiden sich von der vorstehend beschriebenen Anlage nur durch den Verzicht auf die Fahrbarkeit der ganzen Anlage und auf die freie Ausstürzbarkeit der Förderschalen.

Bei einem Bahnhofumbau in Baltimore wurde eine Seilbahn benutzt, um Hausteine für die Herstellung einer gewölbten Überführung an Ort und Stelle zu schaffen und einzusetzen, ohne den Verkehr zu unterbrechen.

**Seilbahnlaufkatze mit selbstthätiger Entleerung des Förderkübels.**

Fig. 758 bis 760 stellen eine andere amerikanische Laufkatzenkonstruktion für Seilbahnen dar, die in der Sodafabrik von Solway & Cie. in Dom-

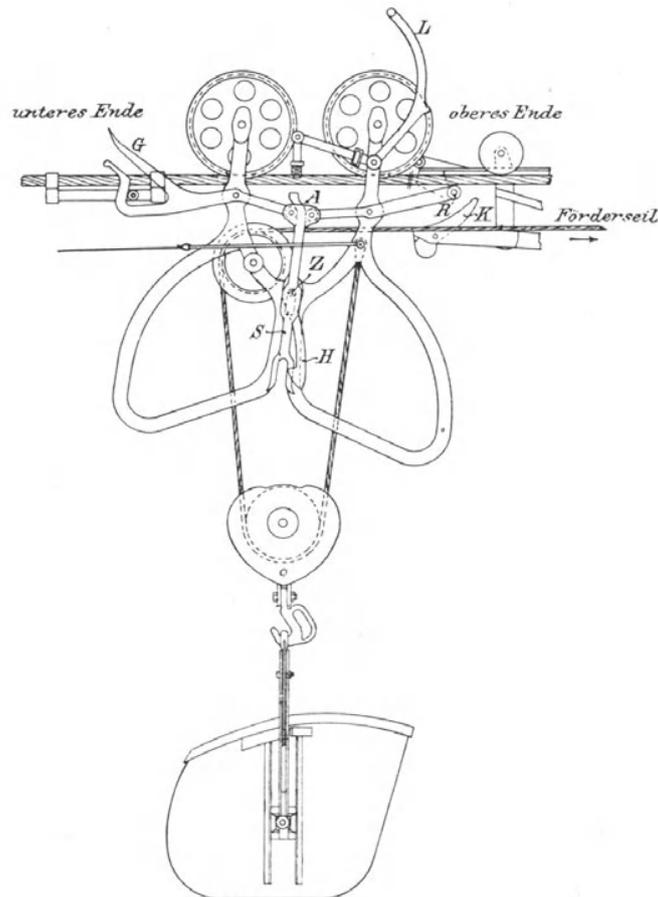


Fig. 758.

basle bei Nancy zum Löschen von Kohlschiffen benutzt wird.\*) Fig. 758 veranschaulicht die Katze in der unteren Endstellung auf der Seilbahn, die sie beim Aufwinden des Kübels aus dem Schiff einnimmt. Der Wagen hat

\*) Bulletin de la Société d'Encouragement 1897, S. 1054 u. f. Die Figuren sind in der schematischen Form der Quelle wiedergegeben, und die knappe Beschreibung der Anlage ist, soweit die Skizzen dafür Anhaltspunkte geben, ergänzt, um die Wirkungsweise klar zu legen. Der Name des Konstrukteurs ist in der französischen Quelle nicht genannt.

sich beim Eintreffen in dieser Stellung mit der Gabel *G* an einer auf das Bahnseil aufgeschraubten Anhaltvorrichtung gefangen und ist dadurch festgestellt. Die auf der rechten Seite der Katze gezeichnete Begrenzung der Fahrbahn bezieht sich auf das obere Bahnende, ist also in entsprechender Entfernung zu denken und kommt zunächst nicht in Betracht.

Beim weiteren Emporwinden des Förderkübels tritt die lose Flasche mit den vorstehenden Köpfen ihrer Rollenachse in die Gabel eines am Zapfen *Z* zwischen den Katzenwangen annähernd senkrecht aufgehängten Schienenpaares *S* und nimmt dieses nach oben in die Stellung, Fig. 759, mit, weil sich die Schienen mit einem Längsschlitz über den Aufhängezapfen fortschieben können. An den T-förmigen Kopf *A* der Schienen *S* sind die doppelarmigen Arretirungshebel für die obere und die untere Fahr- grenze angeschlossen, deren Drehzapfen in der Katze sitzen, und die beim

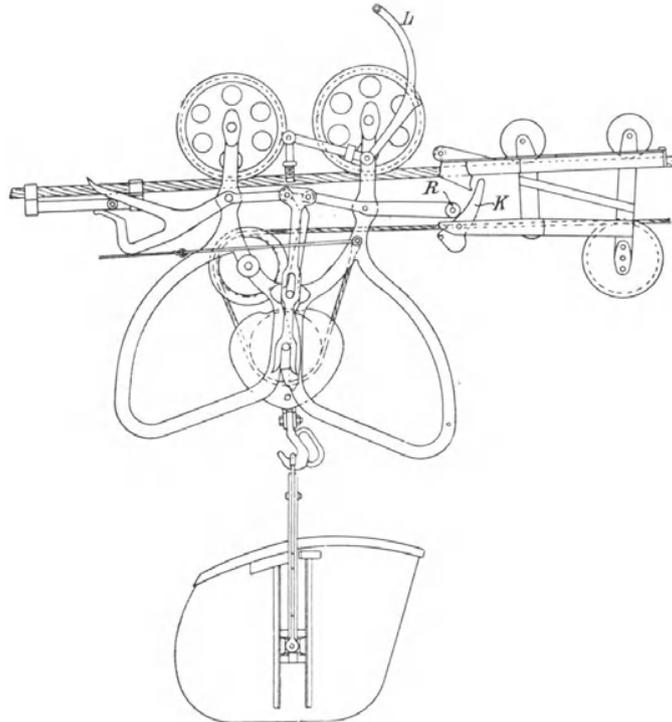


Fig. 759.

Anheben von *S* sich mit den äusseren Armen abwärts bewegen, so dass das Eintreffen des Rollengehänges in der höchsten Stellung die Fanggabel *G* ausklinkt und die Katze frei macht, die alsdann, dem Zuge des Windenseils folgend, sich mit dem emporgewundenen Kübel nach rechts bewegt. Gleichzeitig mit dem Anheben von *S* wird aber auch der um *Z* drehbare Hakenhebel, dessen oberer Arm mit seinem kurvenförmigen Ende zwischen die Gelenkbolzen bei *A* fasst, durch das Emporsteigen dieser Bolzen so verstellt, dass sich das untere Ende *H* nach links bewegt und den Wellenköpfen der losen Rolle während der Fahrt durch den Haken ein festes Auflager bietet. Die Lastflasche senkt sich selbstthätig auf die Stützen nieder, sobald die Katze in Bewegung geräth, weil die Spannung des Zugseils zum Fahren kleiner ist, als die zum Heben und Tragen der Last.

Beim Eintreffen der Katze in der oberen Fahr- grenze für die Entlade- stelle stösst die Rolle *R* am Ende des rechten Arretirungshebels auf den

drehbar in einer fest am Bahnseil aufgeklebten Stoppvorrichtung untergebrachten Kamm *K*, gleitet an demselben in die Höhe und fängt sich dadurch an dem darüberliegenden festen Haken; vergl. die rechte Seite der Fig. 758, S. 906. Sollte hierbei die Katze etwas über das Ziel hinauschiessen und dadurch die Rolle *R* auch noch hinter den Kopf von *K* greifen, so hindert der Kamm *K* das spätere Wiederauslösen nicht, weil er, wie in Fig. 760 angedeutet, durch das doppelwangige Hakenmaul nach links zurückschwingen kann.

Der Förderkübel, Fig. 760a, ist nach der Skizze in gleicher Weise wie bei Brown'schen Anlagen ausgeführt und hängt mit zwei Schildzapfen,

Fig. 760.

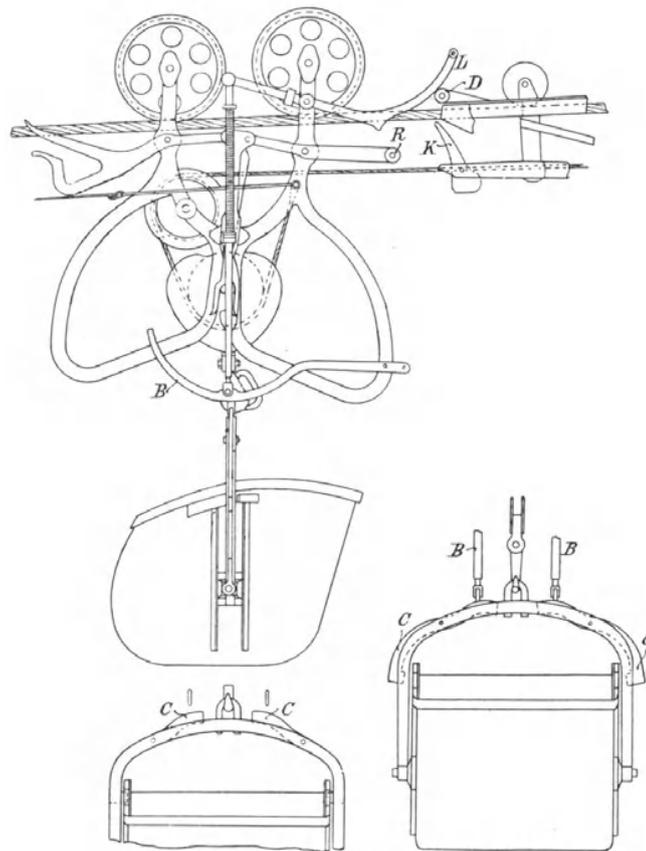


Fig. 760a.

die unterhalb des Kübelschwerpunktes liegen, an einem Bügel, der aus zwei Flacheisen gebildet ist, zwischen denen doppelarmige Riegelhebel *C* drehbar gelagert sind. Diese Hebel *C* greifen mit Nasen am unteren Ende seitlich in die Kübelwangen ein und verhindern selbstthätiges Umkippen und Ausstürzen der Last, das sonst durch die Wahl der Schwerpunktslage bereits beim Anheben eintreten würde, bis der Kübel an der Entladestelle, Fig. 760, mit dem gekrümmten, in der Katze gelagerten Kipphebel *L* gegen die Rolle *D* anläuft, dessen hinteres Ende die unten an der Katze gelagerten Hebel *B* durch ein federndes Gestänge niederdrückt. Durch das Zusammentreffen der Hebel *B* mit den Köpfen der Riegelhebel *C*, Fig. 760a, werden letztere aus dem Kübeleingriff ausgelöst und die Last stürzt frei

aus der Höhe nieder. In anderen Fällen wird bei Verwendung solcher Kübel die Auslösung der Hebel *C* zum Umkippen nicht selten einfach von Hand bewirkt.

Will man das freie Ausstürzen der Last verhindern und das Fördergefäß aus der Endstellung der Katze bis zum Lagerplatz niedersenken, so ist der Kipphebel *L* fortzulassen oder unwirksam zu machen. Die zurückgeklappte Lage von *L* in den beiden ersten Figuren scheint anzudeuten, dass der Konstrukteur den letzteren Fall vorgesehen hat. Nähere Angaben hierüber und über die Art der Ausführung fehlen in der Quelle. Zu beachten ist, dass beim Fangen der Katze in der Verriegelung an der oberen Fahrgrenze sich die miteinander gekuppelten Arretirhebel mit den äusseren Enden nach oben drehen und wieder die in Fig. 758, S. 906, gezeichnete Stellung annehmen. Hierdurch wird auch der Aufhängehaken *H* wieder ausgelöst und der Kübel bleibt dem Förderseil allein überlassen, mit dem er nach Belieben gesenkt oder festgehalten werden kann.

Für die obere Arretirung ist die in Fig. 758 mitgezeichnete Verriegelung der unteren Fahrgrenze, wie früher umgekehrt die obere, fortzudenken, da sie in Wirklichkeit um die ganze Länge der Fahrstrecke entfernt liegt und zur Zeit gar nicht in Wirksamkeit treten kann.

Das auf der linken Seite der Laufkatze angedeutete Zugseil dient zum Zurückholen der leeren Katze, wenn die Durchhängung des Bahnseils nicht zum selbstthätigen Rücklauf der Katze genügt, oder die Rücklaufstrecke sogar aus dem tiefsten Seilkurvenpunkt wieder ansteigt.

Zum Auslösen der Katze aus der Verriegelung an der oberen Fahrgrenze ist die lose Rolle zunächst wieder, wie in der unteren Grenzstellung voll anzuheben.\*)

#### χ. Krahnartige Arbeitsmaschinen für Stahlwerke und Hilfsgeräte für Blockkrahne.

Ausser den Laufkrahnen und feststehenden Drehkrahnen für Eisen- und Stahlhütten, die sich von Konstruktionen für Maschinenfabriken im grossen und ganzen nur wenig unterscheiden und in vorangehenden Kapiteln beschrieben sind oder, soweit es sich um hydraulische Anlagen handelt, im zweiten Band, Abschnitt VI, behandelt werden, haben sich noch einzelne Maschinen von mehr oder minder krahnartigem Charakter für die Giesshallen und die Ofenbeschickung der Flusseisen- und Stahlerzeugung entwickelt, von denen als Abschluss des ganzen Krahnabschnittes nachstehend zwei Konstruktionen als Beispiele hier aufgenommen sind. Es handelt sich bei den in Rede stehenden Maschinen weniger um Heben, als um Kippen, Wenden und wagerechte Bewegung grosser Lasten und deshalb um Arbeitsmaschinen besonderer Art für die Bedürfnisse der Stahlwerke, deren umfassende und eingehende Behandlung in das Gebiet des Eisenhüttenwesens zu verweisen ist.\*\*)

\*) Ausser den angeführten amerikanischen Litteraturquellen vergleiche noch Frahm, „Einrichtungen für die mechanische Handhabung von Erzen, Kohlen u. Koks auf der Pariser Weltausstellung“, beschrieben in einer grossen Folge von Berichten in Stahl und Eisen 1900 und 1901, sowie ebendort 1901, S. 14, „Die neueren Erz- und Kohlenverladevorrichtungen an den grossen amerikanischen Seen“. Über Transport von Massengütern im allgemeinen siehe das aus amerikanischen Reiseberichten hervorgegangene Buch von Buhle „Transport und Lagerungs-Einrichtungen für Getreide und Kohle“, Berlin 1899, und von demselben Verfasser „Technische Hilfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern“, Berlin, Julius Springer, 1901, oder die denselben Gegenstand behandelnden Aufsätze von Buhle in der Z. d. V. d. I. 1900.

\*\*) Über elektrische Betriebseinrichtungen zum Heben der Gichtglocken, siehe Stahl und Eisen 1901, S. 517. Derselbe Aufsatz enthält auch eine kleine Skizze von Beschickmaschinen für Wärmöfen.

**Stahlgiesswagen von C. Sessenbrenner in Düsseldorf mit 4 Elektromotoren.**

Die umfassendsten Anforderungen, welche man an die mechanische Bedienung von Giesspfannen, die das flüssige Material aus Birnen (Konvertern) oder Siemens-Martin-Öfen aufnehmen und auf eine Reihe von Formen für

Fig. 761.

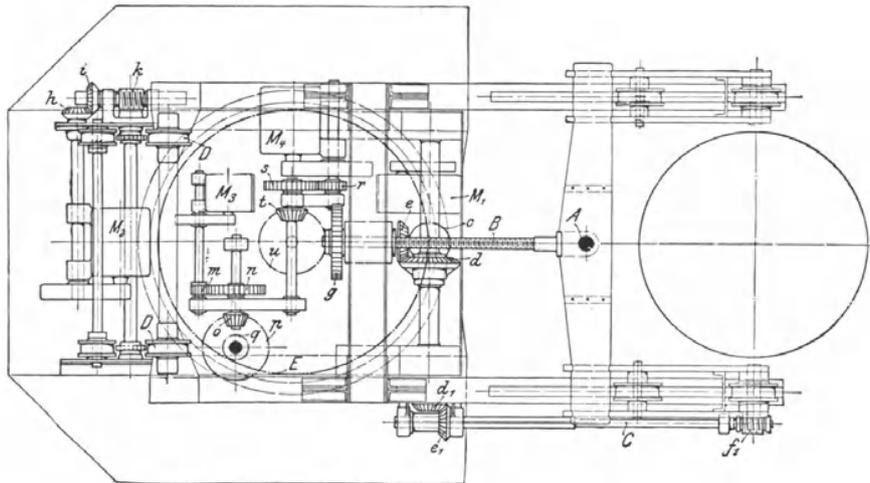
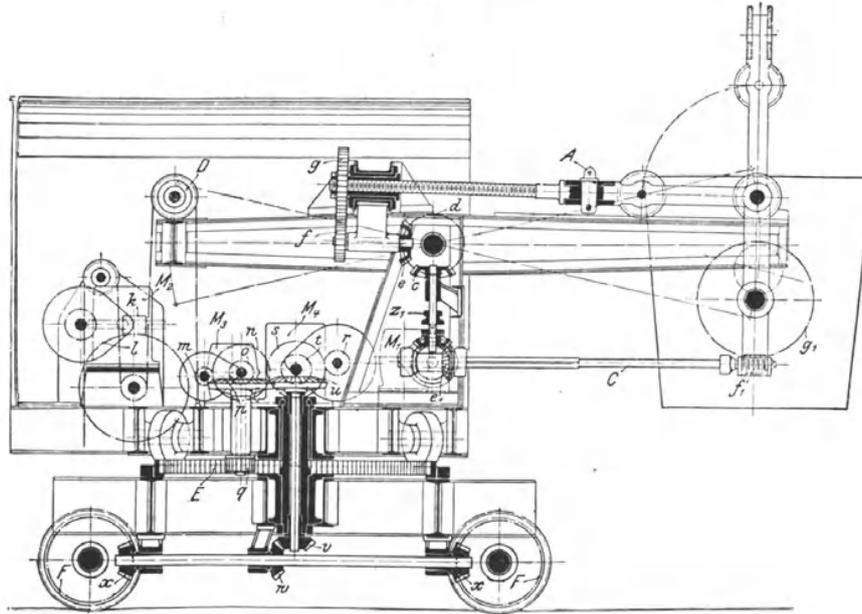


Fig. 762.

den Rohguss von Stahlblöcken (Ingots) oder auch für Stahlformguss verteilen sollen, stellen kann, sind: Heben und Senken, Schwenken in voller wagerechter Kreisbahn, radiale Verschiebung innerhalb der Schwenkbahn, Kippbarkeit in jeder Stellung und beliebig weiter horizontaler Transport auf einem Schienengeleise.

Die älteren hydraulischen Einrichtungen begnügten sich bei den sogenannten Mittelpunktkrahen der Bessemer Werke mit Einrichtungen zum

Heben und Senken, Schwenken, radialer Verschiebung und den Kippvorrichtungen für die Pfanne — vergl. Bd. II, S. 704. \*) Aus der gesteigerten Produktion entwickelten sich dann die Giesswagen, Bd. II, S. 706, welche das Arbeitsfeld der Giesspfanne von den beschränkenden Grenzen der vom Krahn bestrichenen Kreisfläche befreien und dafür ein beliebig langes Arbeitsfeld zu beiden Seiten eines Schienenstranges auszunutzen gestatteten. Die fahrbaren Giesskrahne wurden mit einer Dampfmaschine für das Fahrwerk und zum Antrieb der Druckpumpen für die zunächst noch von den

feststehenden Krahnern übernommenen hydraulischen Einrichtungen ausgerüstet. Radiale Verschiebung auf dem Ausleger und Kippen erfolgten meist durch Triebwerke mit Handbedienung. Die Entwicklung des elektrischen Betriebes hat auch hier eine vollständige Umwälzung hervorgerufen und ist in der Bauart des Giesswagens von Senssenbrenner in Düsseldorf-Oberkassel und der Firma Poetter & Co. in Dortmund, Fig. 761 bis 763 zur vollen Durchführung gelangt.\*\*)

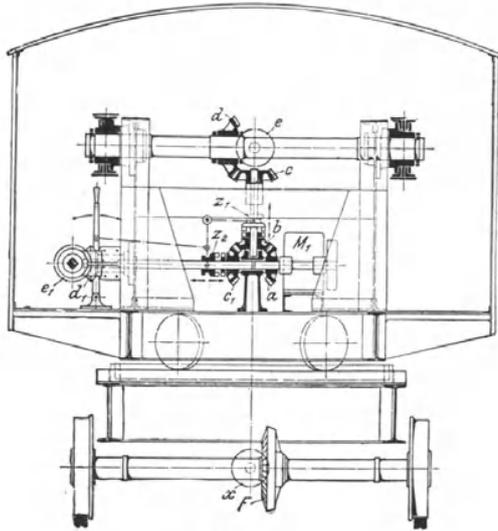


Fig. 763.

Da es sich um verhältnissmässig geringe Pfannenhebungen handelt, ist die Aufgabe unter Verwendung eines schwingenden Auslegers gelöst, der in Form eines doppelarmigen Hebels in einem schmiedeeisernen Bock ge-

lagert am hinteren Ende, wie der Schwinghebel des Gaudet'schen hydraulischen Krahnens, Fig. 81, S. 89, durch Gall'sche Ketten festgehalten und hier mittelst einer Winde innerhalb des angedeuteten Ausschlagwinkels gehoben oder gesenkt wird. Die Winde, der Bock und alle übrigen Triebwerke sind mit ihren Motoren auf einer vom Wagen getragenen Drehscheibe untergebracht, welche die Schwenkung vermittelt und durch deren hohlen Königzapfen die Antriebswelle des Wagenfahrwerkes nach den Laufachsen abzweigt ist.

Die Giesspfanne stützt sich auf zwei Laufrollen, Fig. 761, auf ihrer Auslegerbahn ab, auf die sie sich im Betrieb auch noch das Pfannengehänge in umgeklappter, wagerechter Lage mit zwei Tragrollen legt, mit dem die Pfanne ausgerüstet ist, um sie im Fall einer Betriebsstörung, z. B. bei Verstopfung des im Pfannenboden befindlichen, mittelst Stöpsel verschliessbaren Ausflusses, sofort auszuwechseln und mit einem Krahn vom Wagen ab-

\*) Einen neueren Mittelkrahn mit Dampfbetrieb, dessen Ausleger durch Laufrollen auf einer Kreisbahn abgestützt ist, haben Zobel, Neubert & Co. für das Martinwerk von Harkort in Wetter a./Ruhr geliefert. Siehe Stahl und Eisen 1902, S. 80 mit Taf. I.

\*\*) Die Figuren entstammen den Berichten von Fr. Frölich über das Eisenhüttenwesen auf der Ausstellung in Düsseldorf, Z. d. V. d. I. 1903, S. 423 u. 424, die in Heft 8 beginnen und mit der vorangegangenen Beschreibung der Werke der Gute Hoffnungshütte, Z. d. V. d. I. 1902, eine sehr verdienstvolle Darstellung des Hüttenbetriebes mit allen maschinellen Anlagen bieten und durch H. Hoffmann: Die Elektrizität im Berg- und Hüttenwesen, Z. d. V. d. I. 1902, noch ergänzt werden. — Der erste mit einem Motor und mechanischen Wendegetrieben ausgerüstete Giesswagen von Senssenbrenner ist in Stahl und Eisen 1901, S. 275, veröffentlicht. Siehe ferner Giesswagen mit Dampfmaschine und hydraulischem Hubwerk und Giesswagen mit elektrischem Betrieb von A. G. Tigler in Meiderich, Stahl und Eisen 1900, S. 643.

heben zu können, indem man das Gehänge senkrecht nach oben zurückklappt. Die radiale Verschiebung der Pfanne erfolgt durch eine bei  $A$  an das Gehänge angebolzte Schraubenspindel beim Antrieb der unverschiebbar gelagerten, zugehörigen Mutter vom Motor  $M_1$  aus.\*) Das erste Motorvorgelege arbeitet durch das Kegelräderpaar  $ab$ , Fig. 763, auf die senkrechte Welle und diese giebt bei eingerückter Kupplung  $z_1$  durch die oberen Kegelräder  $cde$  den Antrieb weiter auf das Stirnrädervorgelege  $fg$  der Mutter, Fig. 761, ab. Mit dem Steuerhebel der Kupplung  $z_1$  ist durch Winkelhebel, Fig. 763, eine zweite Klauenkupplung  $z_2$  auf wagerechter Welle derart zwangläufig verbunden, dass sich beim Ausrücken von  $z_1$  dafür  $z_2$  schliesst und der Motor  $M_1$  dann durch die Kegelräder  $abc_1$ , Fig. 763, das aussen am Auslegerbock gelagerte Kegelräderpaar  $d_1e_1$ , Fig. 762, die Schneckenwelle  $C$  zum Kippen der Pfanne in Thätigkeit setzt. Dabei dreht sich die Pfanne durch den Eingriff der Schnecke  $f_1$  in das auf der Pfannenachse aufgekeilte Schneckenrad  $g_1$ . Das hintere Ende der Welle  $C$

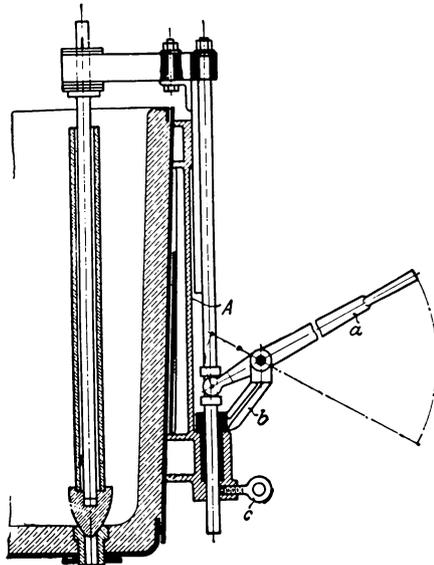


Fig. 764.

ist vierkantig und in dem dazu passenden Nabenloch des Kegelrades  $e_1$  verschiebbar, um den Kippantrieb bei jeder Pfannenstellung in Thätigkeit setzen zu können. Diese Verschiebbarkeit in Verbindung mit der Drehbarkeit des Gabellagers für  $e_1$  um die Querwelle von  $d_1$  ist auch erforderlich, um den gegenseitigen Lagenwechsel der Getriebetheile beim Ausschlag des Pfannenauslegers aus der Mittellage zu ermöglichen.

Die Halt- und Windketten des Auslegers sind mit ihren stehenden Enden an der Drehscheibe befestigt und über die Rollen  $D$  am Hebelchwanz, Fig. 761 und 762, nach den tiefliegenden Daumenrädern geführt, die sie auf der unteren Umfangshälfte umschlingen, indem die freien Enden über hochliegende Leitrollen abgeführt werden. Der zugehörige Motor  $M_2$

treibt von seiner ersten Vorgelegewelle aus das Kegelräderpaar  $hi$ , Fig. 762, und damit die selbsthemmende Schnecke  $k$ , deren Wurmrad  $l$ , Fig. 761, auf der Achse der Windendaumenräder sitzt.

Der Motor  $M_3$  für das Schneckenwerk arbeitet durch das zweite Stirnrädervorgelege  $mn$ , Fig. 761 und 762, und das Kegelrad  $o$  auf das Kopfkegelrad  $p$  der senkrecht gelagerten Schwenkwelle, deren Fussritzel  $q$  sich in dem fest mit dem Wagengestell verschraubten Zahnkranz  $E$  abwälzt.

Der Fahrmotor  $M_4$  ist ebenfalls mit doppelten Stirnrädervorgelegen ausgerüstet, von denen das zweite  $rs$  die im hohlen Königzapfen gelagerte Welle durch die Kegelräder  $tu$  dreht und den Antrieb unterhalb des Wagenrahmens durch weitere Kegelräderpaare  $vw$  und die doppelt vorhandenen  $xF$  nach den beiden Laufachsen verzweigt.

Ausser dem Schutz der Motoren und ersten Vorgelege durch vollständige

\*) Alle Motoren haben sogenannte angegossene Vorgelege, d. h. der Anker arbeitet mit einem Stirnritzel auf eine unmittelbar am Motorgehäuse gelagerte erste Vorgelegewelle, von der die in der Beschreibung angeführten weiteren Übersetzungen erfolgen. In den Figuren sind die ersten Übersetzungsräder nur durch ihre äusseren Blechschildkapseln angedeutet.

Einkapselung gegen Hüttenstaub sind auch die übrigen Triebwerke noch möglichst durch die Führerkammer auf der Drehscheibe nach aussen abgeschlossen.

Unmittelbar von Hand wird bei der ganzen Ausrüstung des Giesswagens, abgesehen von den elektrischen Steuerapparaten der Motoren, nur der Stopfenhebel *a*, Fig. 764, bedient, dessen Halter *b*, mit einer drehbar gelagerten Büchse zusammengegossen, die Hebelstellung an schwer zugänglichen Arbeitsplätzen in die bequemste Lage einzustellen gestattet. Die Klemmschraube *c* dient zum Feststellen der Stopfenstange bei freigegebenem oder abgeschlossenem Ausfluss.

Der Giesswagen ist für 20 t und 3,2 m bis 4 m Ausladung entworfen.

#### Beschickmaschine für Martinöfen mit 4 Hauptstrommotoren.

Ausgeführt von der Benrather Maschinenfabrik, A.-G., mit elektrischer Ausrüstung von der Union E.-G.

Bei der Beschickung der Martinöfen handelt es sich darum, das einzuschmelzende Material, Schrott und Roheisen durch eine grosse, löffelförmige Mulde, die je nach Grösse 500 bis 3000 kg, meist 1500 kg fasst, von vorn wagerecht in den Ofen einzubringen und dort durch Wenden auszukippen. Die gefüllten Mulden werden auf einem quer vor dem Ofen durchlaufenden Schienenstrang herangefahren und müssen daher zunächst von den Trans-

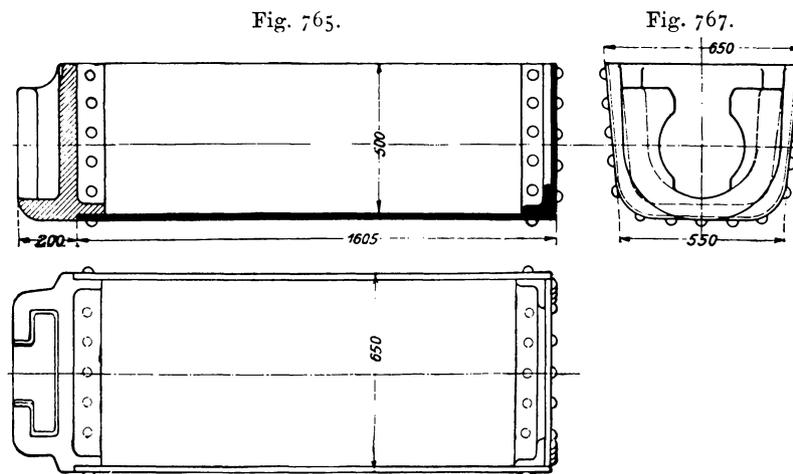


Fig. 766.

portwagen abgehoben und nach dem Entleeren wieder darauf abgesetzt werden. Die Beschickmaschinen selbst werden hinter diesem Schienenstrang auf einem Parallelgeleise mit entsprechender Spurweite für ihre Abmessungen selbst fahrbar gebaut, um je nach der Grösse der Beschickung 2 bis 3 Öfen zu bedienen.

Die Mulden haben die in Fig. 765 bis 767 gezeichnete Form, deren gegossene Rückwand mit einer zum Aufnehmen und Wenden geeigneten Kuppelschlitzkammer ausgeführt ist. \*) Als Stiel dient Fig. 768 und 769, S. 914 u. 915, ein von der Beschickmaschine bewegter, runder, geschmiedeter Schwengel *A*, der um seine eigene Achse drehbar in einer Maschinenbühne gelagert ist und in seiner Kernbohrung einen längsverschiebbaren Dorn mit scheiben-

\*) Vergl. den Aufsatz von Frölich: „Die Werke der Gute Hoffnungshütte“, Z. d. V. d. I. 1902, S. 1610, wo eine andere Beschickmaschine der Benrather Maschinenfabrik in abweichender, niedriger Bauart mit Zeichnungen beschrieben ist.

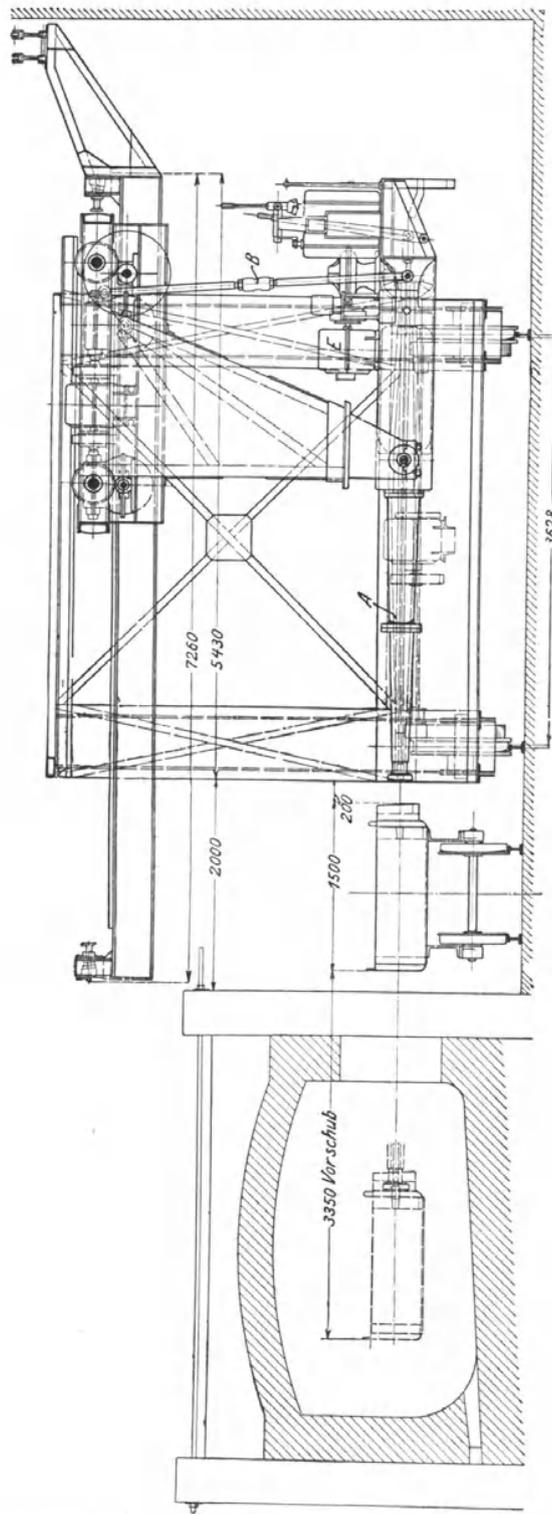


Fig. 768.

förmigem, an den Seitenrändern abgeflachten Kopf aufnimmt. \*) Die gusseiserne Schwengelbühne ist mit Schildzapfen zwischen den tief herabreichenden Wangen einer hochgelagerten Laufkatze aufgehängt, deren Bahn oben in dem portalartigen Aufbau der Beschickmaschine liegt. Zum Aufnehmen der Mulden wird der Schwengelkopf gehoben, darauf durch Zurückschwingen der Dornkopf in die Schlitzkammer der Muldenrückwand eingesenkt und so kräftig durch einen Handhebel zurückgezogen, dass der Klemmdruck zwischen Dornscheibe, Muldenrückwand und Schwengelkopf genügt, um die Mulde freitragend hochzunehmen, die diesen Klemmdruck durch das Lastmoment ihres Eigengewichts und ihrer Füllung für den Zweck ausreichend erhöht, um ein Abfallen zu verhüten. Der Ausschlag des Schwengels um die Schildzapfen zum Heben und Senken wird durch die Laststangen *B* des Bühnendes vermittelt, welche an den Kurbelzapfen eines Scheibenpaares angreifen, das von dem oben in die Laufkatze eingebauten Motor *C* durch entsprechende Stirnräderübersetzungen angetrieben, für die erforderliche, geringe Ausschlagweite nicht ganz eine halbe Umdrehung ausführt.

Der zweite Motor *D* in der Katze gehört zu ihrem Fahrwerk, das zum Einführen der Mulde in

\*) Z. d. V. d. I. 1902, S. 1975. H. Hoffmann, Die Elektrizität im Berg- und Hüttenwesen auf der Düsseldorfer Ausstellung 1902.

den Ofen oder zum Zurückziehen in Thätigkeit tritt. Der dritte Motor *E* steht mit sämtlichen elektrischen Steuerapparaten auf der Schwengelbühne und arbeitet durch ein Schneckentriebwerk mit senkrechter Schneckenradachse mittelst eines Kegelräderpaares am unteren Ende auf den drehbar in der Bühne gelagerten Schwengel *A* zum Wenden der Mulde. Der in den Figuren nur punktirt angedeutete Fahrmotor für die ganze Beschickmaschine steht unten auf dem Wagenrahmen durch Stirnrädervorgelege im Eingriff mit einer der beiden Laufachsen.

Die vier umsteuerbaren Hauptstrommotoren von der Union haben gleiche Grösse und leisten vollbelastet bei 875 Uml./min je 12 PS, sind aber abweichend von der sonst üblichen Bauart nicht unmittelbar mit ihren Triebwerken gekuppelt, sondern arbeiten sämtlich mit sogenannten Maximal-Reibkupplungen, um beim Überschreiten der Belastung oder der Arbeitswege durch unvorsichtiges Steuern Brüche im Triebwerk oder Beschädigungen der Öfen möglichst durch die nachgiebige Kraftübertragung zu vermeiden. Die Übersetzungen der einzelnen Triebwerke sind so gewählt, dass die ganze Maschine mit 60 m/min, die Laufkatze mit 25 m/min Geschwindigkeit fahren kann, die mittlere Hub- und Senkgeschwindigkeit der Mulde etwa 1,2 m/min beträgt und der Kipp-schwengel in der Minute 10 Umdrehungen macht.

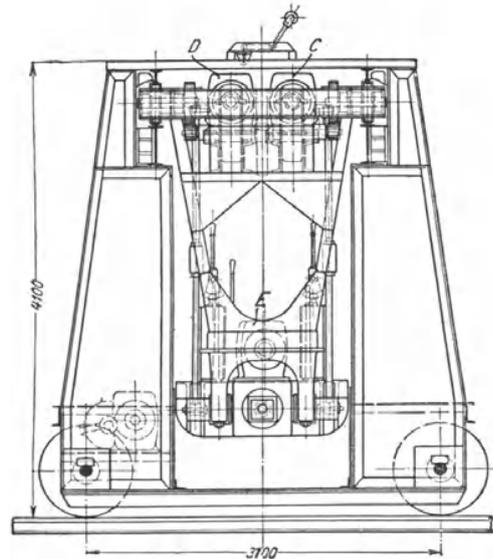


Fig. 769.

Zu den Steuerapparaten sind die Universalschaltwalzen der Union von Essberger-Geyer, Taf. 75, verwendet und so angeordnet, dass das Hub- und Drehwerk des Schwengels einerseits und die Fahrwerke der Katze und der ganzen Maschine andererseits je durch einen einzigen Steuerhebel bedient werden.\*)

In anderen Fällen baut Benrath die Beschickmaschinen auch vollständig als Laufkrahn aus und hängt dann den in einem gusseisernen Gehäuse drehbar gelagerten Schwengel an einer senkrechten Achse auf, deren Führungshülse zwischen dem tief von der Laufkatze herabgeführten Korbgerüstwerk drehbar und verschiebbar gelagert wird. Das Heben erfolgt durch Einhängen einer Kopffrolle der Kernachse in eine Gall'sche Kette von der Katzenwinde aus, das Drehen durch einen eigenen in den Katzenkorb eingebauten Schwenkmotor. Der Motor zum Wenden des Schwengels um seine wagerechte Achse ist in ähnlicher Weise wie in Fig. 768 auf der gusseisernen Schwengelbühne aufgestellt, so dass alle Motoren ohne lange Zwischentransmission unmittelbar auf ihre zugehörigen Triebwerke arbeiten.

Diese Bauart gewährt die grösste Bewegungsfreiheit, beansprucht auf der Hüttensohle gar keinen Platz und gestattet sowohl rechtwinklig zu einanderstehende Öfen zu bedienen, als auch die Zufahrtgeleise für die Muldenwagen statt vor den Öfen senkrecht dazu an ihnen vorbeizuführen.

\*) Der als Quelle benutzte Bericht von Hoffmann, Z. d. V. d. I. 1902, enthält auf S. 1975 auch das vollständige Schaltschema der Anlage.



Lenkschienen an den Lasthaken der Krahnunterflasche aufgehängt. Das Zangengehäuse selbst wird mittelst eines versetzbaren Durchsteckbolzens von einer Stellspindel getragen, die den hohlen Hakenschaft frei durchdringt und durch die Steuerseilschlinge ihrer losen Kopfrolle zum Schliessen und Öffnen der Zange gehoben und gesenkt werden kann. Die Hubhöhe der Spindel begrenzt sich in der gezeichneten Lage durch das Zusammentreffen des auf ihr sitzenden kleinen Stellrades mit der Hakenunterfläche. Andererseits kann die Spindel nur soweit gesenkt werden, bis sich ihr Kopf

auf das Kugellager des Hakenkopfes setzt. Die Greifdorne des Zangenmauls tragen die Blockform frei an ihren Ohren, ohne bei der gewählten Einstellung einen seitlichen Greifdruck ausüben zu können. Das Stellrad ermöglicht für die Begrenzung der Schlussweite ganz feine Justirungen. Lässt man bei unten aufruhender Last die Steuerseilschlinge nach, so öffnet sich die Zange im Verhältnis zu dem festbegrenzten Senkweg der Spindel.

Auswechseln der Zangendrehbolzen in der waagrechten Gehäuseschiene und Einsetzen in die benachbarten inneren Löcher, sowie Einsetzen des Auf-

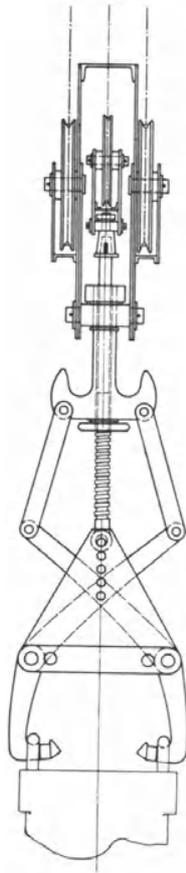


Fig. 771.

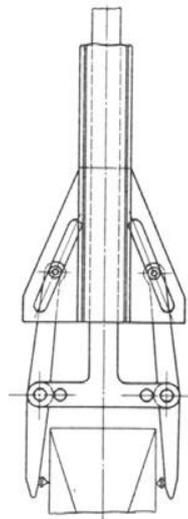


Fig. 772.

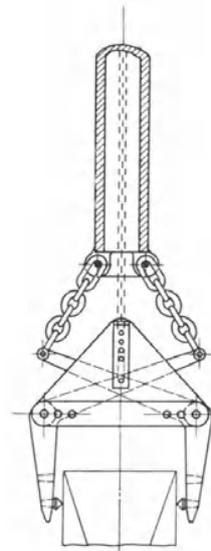


Fig. 773.

hängebolzens in ein anderes Loch der senkrechten Lochreihe verändern die Greifgrenzen der Zange. Ist diese rohe Einstellung für veränderte Bedürfnisse vorgenommen, so erfolgt die Nachregulierung für genaue Begrenzung der Maulweite in der Schlusslage mit Hilfe des Stellrades auf der Spindel.

Die beiden äusseren Seilrollen der Krahnflasche nehmen die Lastseilschlingen der Katzenwinde auf. Die mittlere Rolle für die Zangenspindel ist durch das zugehörige Steuerseil nur beim Aufnehmen und Absetzen der Last gegen die Flaschenrollen zu heben und muss während des Lasthebens und Senkens gleichzeitig mit der Lastflasche in relativ unveränderter Lage auf- und niedersteigen.

Fig. 772 und 773 stellen die eigentlichen Blockziehzangen zum Hochnehmen von Stahlblöcken dar. Hier hängt nach dem Zuziehen der Zange das Blockgewicht nicht am mittleren Steuerseil, sondern in den

festen, äusseren Theilen. Fig. 772 und 773 unterscheiden sich im übrigen dadurch, dass die Zange 772 in sich steif gebaut die Blöcke vollständig fest hebt, während die Zange 773 noch eine gewisse allseitige Beweglichkeit hat. \*)

### g. Flaschenzüge.

Mit dem Namen „Flaschenzug“ bezeichnet man alle aufhängbaren Hebezeuge, deren Triebwerk, ähnlich wie bei den gewöhnlichen Rollenzügen, in frei hängenden Gehäusen, sogenannten Flaschen, untergebracht ist, um bequem an wechselnden Orten, wie auf Bauplätzen, in Werkstätten u. s. f., verwendet werden zu können. Hierzu eignen sich selbstverständlich nur Triebwerke von möglichst gedrängter Form und geringem Eigengewicht. Man sucht durch Verwenden von Rädern und Wurmgetrieben, an Stelle der einfachen Rollen, einerseits die beschränkte Übersetzung der gewöhnlichen Rollenzüge zu übertreffen, andererseits gleichzeitig auch die Sicherheit und Bequemlichkeit für das Festhalten und Senken der Lasten zu erhöhen. Den Übergang zu diesen Konstruktionen bildet der bereits S. 78 behandelte Weston'sche Differentialflaschenzug. An ihn schliessen sich die Flaschenzüge von Eade, Zobel, Moore, Pickering u. s. f. an, welche sämtlich die Aufgabe durch Differentialräderwerke lösen und die Übersetzung so weit steigern, dass durch die Eigenwiderstände des Triebwerks der selbstthätige Rücklauf verhindert wird. Das Ziel, stärkere Übersetzungen zu gewinnen, als der Weston'sche Flaschenzug praktisch zulässt, wird hierbei nur auf Kosten der Einfachheit erreicht. Dabei ist nicht ausser acht zu lassen, dass das thatsächliche Übersetzungsverhältniss zwischen Kraft und Last vom Güteverhältniss der Maschine abhängt und bei Selbsthemmung mit  $\eta \bar{>} 0,5$  ebenso, wie bei den Differentialrollen, kleiner, als die Hälfte des ideellen ausfällt. Keine dieser Konstruktionen kann als befriedigend angesehen werden, und ich beschreibe sie nachstehend nur, um ihre Wirkungsweise zu erläutern, weil sie noch hie und da gebraucht werden. Eine bessere Lösung der Aufgabe verlangt die Trennung der Triebwerk- und der Bremswiderstände und lässt sich, wie wir am Schluss des Abschnittes sehen werden, mit einfachen Mitteln ausführen.

#### Flaschenzüge von Eade und von Zobel, Neubert & Co.

Eade erreicht mit seinem sogenannten epicyklischen Flaschenzug dadurch starke Übersetzungen, dass er mittelst der treibenden Welle *A*, welche durch das fest aufgekeilte Ziehrad *B* in Thätigkeit gesetzt wird, Fig. 774 und 775, S. 919, das Stirnrad *E* in dem nur wenig grösseren Hohlrade *F* abwälzt und die Räder im Verlauf eines vollen Wellenunganges um den Unterschied ihrer Zähnezahlen gegeneinander verdreht. Diesem Winkelbetrag entspricht das Aufwinden der kalibrierten Lastkette durch die mit *F* zusammengegossene, lose auf der Welle sitzende Daumenrolle *C*. Das Vollrad *E* wird durch die excentrische Wellenscheibe *D* im Kreise herumgeführt und im Eingriff mit dem Hohlrade *F* gehalten. Ein Walzenrollenkranz *J* zwischen dem Umfange des Excenters und der Radbohrung soll die Zapfenreibung vermindern. Bei freier Drehbarkeit des Vollrades um seine eigene Achse würde sich *E* wirkungslos in *F* abrollen, ohne die Lastrolle zu bewegen. Der Antrieb von *F* erfolgt erst, wenn man die freie Drehung von *E* hindert und durch zwei senkrecht zu einander gerichtete

\*) Siehe auch Stahl und Eisen 1901, S. 1174 und 1175. E. Langheinrich, Amerikanische Eisenhütten und deren Hilfsmittel mit kleinen Skizzen von Hand bedienter elektrischer und hydraulischer Blockzangen, und die amerikanischen Patente zum Ausziehen von Ingots, No. 656416, und von Wellman & Seaver, No. 660477, Stahl und Eisen 1901, S. 996 und S. 1320.

Verschiebungen ersetzt. Aus diesem Grunde umklammert die Radscheibe  $E$  mit den Stirnknaggen  $G_1$  und  $G_2$  die wagerechten Schenkel  $H$  eines  $\perp$ -förmigen Winkels und gleitet daran entlang, während der Winkel selbst gleichzeitig senkrecht ausweichen kann und durch passende Ausschnitte in dieser Richtung einerseits an der Welle  $A$ , andererseits an einem Vorsprung  $K$  des Gehäuses geführt wird. Die Zähne des Vollrades zwängen sich bei der Doppelbewegung mit ihren Flanken als Druckflächen, wie Schubkeile in die Lücken des Hohlrades. Wenn das Vollrad  $E$  nach einem Wellenumlauf in seine Anfangslage zurückgekehrt ist, entspricht die inzwischen eingetretene Drehung des Hohlrades dem Überschuss seiner noch nicht zum Eingriff gelangten Zähnezah, d. h. dem Unterschied der Zähnezahlen des Voll- und Hohlrades. Man pflegt die Kopfkanten abzurunden, um Anfressen der Zahnflächen durch scharfe Zahnkanten zu verhüten.

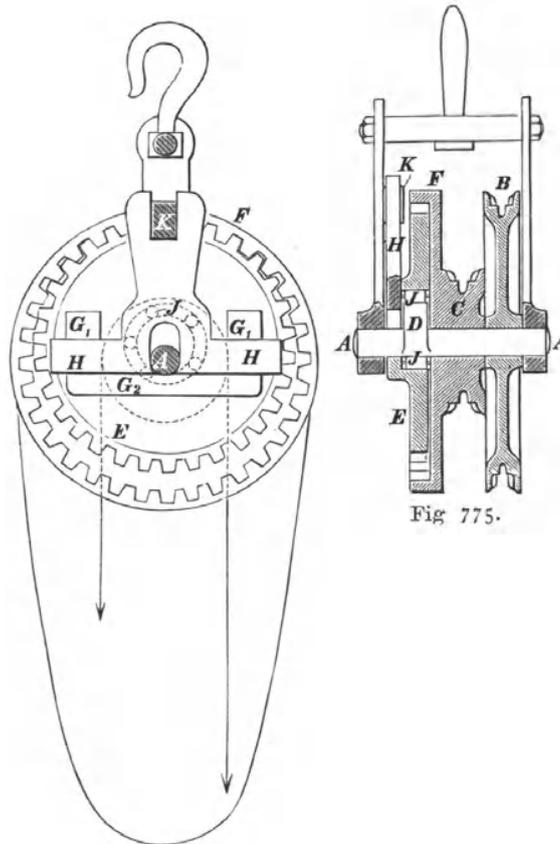


Fig. 774.

Fig. 775.

- Bezeichnet  $Q$  die Last,
- $r$  den Theilkreishalbmesser der Daumenrolle,
- $P_0$  die ideelle Zugkraft an der Ziehkette,
- $R$  den Ziehradhalbmesser,
- $z_1$  die Zähnezah des Vollrades,
- $z_2$  die des Hohlrades,

so bestimmt sich die Drehung der Daumenrolle bei einem Umlauf der Triebwelle, in Bruchtheilen des Umfanges ausgedrückt, durch

$$\frac{z_2 - z_1}{z_2}$$

Unter Vernachlässigung der Reibungswiderstände würde die ideelle Arbeit am Ziehrade gleich der an der Kettendaumenrolle sein, d. h.

$$2 R \pi P_0 = 2 r \pi \frac{z_2 - z_1}{z_2} Q$$

also 
$$P_0 = Q \frac{r}{R} \frac{z_2 - z_1}{z_2} \dots \dots \dots 496.$$

Die Excentricität der Wellenscheibe  $D$  ist

$$e = \frac{t}{2 \cdot \pi} (z_2 - z_1) \dots \dots \dots 497.$$

In den Ausführungen geht man für möglichst grosse Übersetzungsverhältnisse bis auf  $z_2 - z_1 = 1$  herab. Mit  $z_2 = 31$ ,  $z_1 = 30$  und  $R = 2r$  ist

$$P_0 = \frac{1}{62} Q.$$

Das Übersetzungsverhältniss zwischen der wirklich aufzuwendenden Antriebskraft und der Nutzlast sinkt auf etwa 1:15 herab, da ausgeführte Flaschenzüge dieser Art, infolge der hohen Reibungsverluste, nur noch einen Gütegrad  $\eta = 0,25$  zu besitzen pflegen.

Zobel, Neubert & Cie. haben den Eade'schen Flaschenzug mit schwingenden Lenkern, an Stelle der prismatischen Kreuzführung ausgebildet und gleichzeitig die Zahnradbewegungen in der Weise ausgetauscht, dass das Vollrad sich mit der Antriebswelle concentrisch dreht, während das Hohlrad die Doppelbewegung empfängt.\*\*) Auch diese Konstruktion bietet mehr kinematisches, als praktisches Interesse, da sie die hohen Wirkungsverluste nur zum kleinen Theil vermindert.

#### Flaschenzüge von Moore und von Pickering.

Das lose Stirnrad  $f$  auf dem excentrischen Wulst  $e$  der Haspelwelle  $a$ , Fig. 776, steht in gleichzeitigem Eingriff mit den beiden innen verzahnten Scheibenkränzen  $g$  und  $h$  der Daumenrollen  $b$  und  $c$  und dreht, während es sich in den Scheibenkränzen abwälzt, innerhalb jedes vollen Umlaufes die Kränze um eine Zahntheilung gegeneinander, da  $g$  einen Zahn mehr enthält, als  $h$ .\*\*)

Pickering stellt den Zahnkranz  $g$  fest und verwandelt somit die gegenseitige Drehung zwischen  $g$  und  $h$  in eine ausschliessliche für  $h$ , die unmittelbar auf die Wickelrolle der Lastkette übertragen wird. Moore setzt, wie in der Zeichnung wiedergegeben ist, die beiden Scheibenkränze  $g$  und  $h$  mit ihren angegossenen Lastkettendaumenrollen lose auf die Lagerbüchsen der Triebhase und vertheilt die freie gegenseitige Drehbarkeit beider Scheiben durch den entgegengesetzten Kettenzug gleichmässig auf beide Rollen, die sich um gleiche Winkelbeträge in entgegengesetzter Richtung drehen und damit die Lastkettenschlinge, je nach dem Drehsinn der Haspelwelle, gleichmässig auf- oder abwinden.

Bei den gewählten Verhältnissen vernichtet sich die entgegengesetzte Umfangskraft der Zahnkränze  $g$  und  $h$  nahezu innerhalb derselben Zahn-

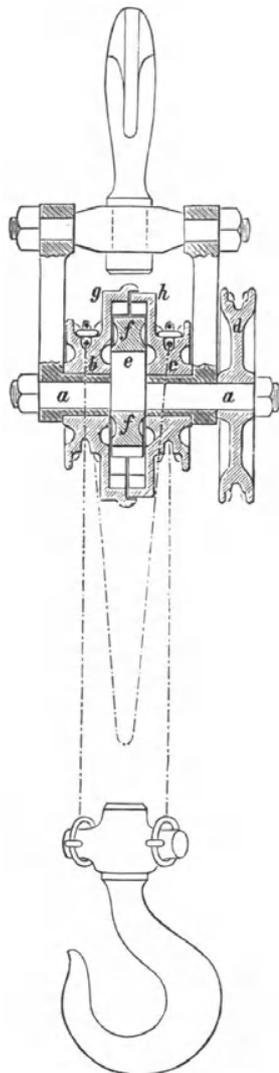


Fig. 776.

flankenlinie des eingreifenden Stirnrades  $f$  und verhindert den selbstthätigen Rücklauf. Diese Verhältnisse und die starke Übersetzung des Triebwerks werden aber nur mit ausserordentlich grosser Reibungsarbeit der Zahn-

\*) Zeichnung und Beschreibung finden sich u. a. in „Handbuch der Ingenieurwissenschaften“ IV. Band, III. Abth., Kap. XIII, S. 37 und Taf. X, Fig. 1 bis 3.

\*\*) Über die Durchführbarkeit richtiger Verzahnung für solche Differentialräderwerke, vergl. F. Lincke, Zahnräder von ungleicher Theilung. Z. d. V. d. I. 1883, S. 570.

räder erkaufte, da für einen kurzen Lasthub eine grosse Zähnezahle in Thätigkeit tritt. Das Güteverhältniss der Konstruktion wird erheblich kleiner als 0,5.

- Es sei  $P_0$  die ideelle Zugkraft an der Ziehkette des Haspelrades,
- $R$  der Ziehradhalbmesser,
- $r$  der Halbmesser der Lastkettendaumenrolle,
- $Z_2$  die Zähnezahle von  $g$ ,
- $Z_1$  die Zähnezahle von  $f$ ,
- $Q$  die Last.

Mit diesen Bezeichnungen erhält man für den Flaschenzug von Pickering, bei festgehaltenem Zahnkranz  $g$  und nur einer Lastkettendaumenrolle, welche, mit dem Zahnkranz  $h$  zusammengelassen, lose auf der Welle sitzt, die Drehung der Daumenrolle während eines Umlaufes der Triebwelle, in Bruchtheilen des Umfanges ausgedrückt,

$$\frac{Z_2 - Z_1}{Z_2},$$

und aus der Arbeitsgleichung

$$2 R \pi P_0 = 2 r \pi \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2} Q$$

$$P_0 = Q \frac{r}{R} \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2}, \dots \dots \dots \mathbf{498.}$$

genau so gross, wie bei dem Flaschenzug von Eade mit gleichen Konstruktionsverhältnissen. Haspelrad und Lastwindenrolle bewegen sich hierbei in entgegengesetzter Drehrichtung.

Für den Moore'schen Flaschenzug sind die Verhältnisse, wegen der Doppel-drehung der Windenrollen, nicht ganz so einfach zu übersehen. Betrachten wir die allgemeinste Lösung der Konstruktion, indem wir nach Fig. 777 annehmen, dass das Vollrad, welches in den beiden verschieden verzahnten Hohlrädern umläuft, aus zwei getrennt verzahnten Hälften hergestellt wird, deren Theilungen nicht nur nach den verschiedenen Theilungen der eingreifenden Hohlräder verschieden sind, sondern deren Zähnezahlen auch für jede Hälfte anders gewählt sein können, so erhalten wir mit den aus der Figur zu entnehmenden Bezeichnungen:

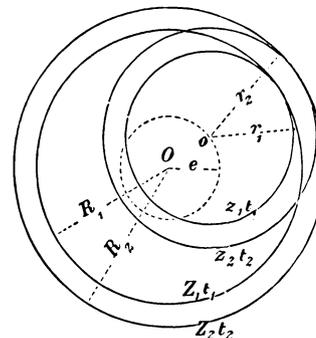


Fig. 777.

$$e = R_2 - r_2 = R_1 - r_1.$$

Ferner  $R_1 = \frac{Z_1 t_1}{2 \pi}, r_1 = \frac{z_1 t_1}{2 \pi}, R_2 = \frac{Z_2 t_2}{2 \pi}, r_2 = \frac{z_2 t_2}{2 \pi}$

und somit auch

$$(Z_1 - z_1) t_1 = (Z_2 - z_2) t_2$$

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{Z_2 - z_2}{Z_1 - z_1} \dots \dots \dots \mathbf{499.}$$

Für den Sonderfall, dass  $z_1 = z_2 = z$  gewählt wird, ist

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{Z_2 - z}{Z_1 - z} \dots \dots \dots \mathbf{500.}$$

Hieraus lassen sich die zugehörigen Theilkreise bestimmen.\*)

\*) Auf dieser in der vorstehenden Berechnung angenommenen Zerlegung der Räder in vier von verschiedenem Durchmesser, die schon vor etwa 25 Jahren von Ludewig und Maurer in der technischen Litteratur und u. a. auch bereits in den früheren Auflagen der „Hebezeuge“ angegeben ist, hat E. Young Moore in Milwaukee 1892 das D.R.P. 64654 erhalten.

Durch die entgegengesetzte Drehrichtung der beiden Kettendaumenrollen bleibt während einer vollen Abwicklung des Vollräderpaares der eine Hohlradkranz um denselben Winkelbetrag hinter seiner vollen Umdrehung zurück, um den der andere voreilt. Bezeichnen wir diesen Drehwinkel mit  $\alpha$ , so ist

$$2 r_1 \pi = 2 R_1 \pi - R_1 \alpha$$

und 
$$2 r_2 \pi = 2 R_2 \pi + R_2 \alpha$$

Wenn die obere Gleichung mit  $r_2$ , die untere mit  $r_1$  erweitert wird, folgt aus ihrer Differenz:

$$2 R_1 r_2 \pi - R_1 r_2 \alpha - 2 R_2 r_1 \pi - R_2 r_1 \alpha = 0$$

$$\alpha = 2\pi \frac{R_1 r_2 - R_2 r_1}{R_1 r_2 + R_2 r_1}$$

oder auch 
$$\alpha = 2\pi \frac{Z_1 z_2 - Z_2 z_1}{Z_1 z_2 + Z_2 z_1} \dots \dots \dots 501.$$

Aus der Arbeitsgleichung erhalten wir mit den eingangs benutzten Bezeichnungen

$$2 R \pi P_0 = Q r \alpha$$

und schliesslich 
$$P_0 = Q \frac{r}{R} \frac{Z_1 z_2 - Z_2 z_1}{Z_1 z_2 + Z_2 z_1} \dots \dots \dots 502.$$

Für den Sonderfall, dass die Zähnezah, wie bei den Moore'schen Ausführungen, für das Vollräderpaar gleich gross gewählt wird, d. h.

$$z_1 = z_2 = z$$

folgt 
$$P_0 = Q \frac{r}{R} \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1 + Z_2} \dots \dots \dots 503.$$

Die erzielte Übersetzung ist also wesentlich grösser, als bei dem Eadeschen und dem Pickering'schen Flaschenzuge, aber die erforderliche Selbsthemmung des Triebwerks wird auch hier durch so hohe Wirkungsverluste erkauft, dass die Konstruktion nicht als befriedigend bezeichnet werden kann, trotzdem sie in der Marine Eingang gefunden hat.

Bemerkenswerth ist in konstruktiver Hinsicht, dass bei Wahl von Evolventenverzahnung das Vollräderpaar nicht nur gleiche Zähnezahlen, sondern auch gleiche Zahnprofile enthält, d. h. mit gleichförmig durchlaufenden Zähnen ausgeführt werden kann, ohne innerhalb gewisser Grenzen den richtigen Zahneingriff mit zwei verschieden grossen Hohlzahnradern auszuschliessen.\*)

#### Flaschenzug von Kohn.

D.R.P. 65 749.

Der Versuch, Flaschenzüge mit Stirnräderwerk und einer Lastdruckbremse zum Verhindern des selbstthätigen Rücklaufs zu bauen, um beim Lastaufwinden mit möglichst hohem Wirkungsgrad zu arbeiten und die Last in jeder Höhenlage selbstthätig festzuhalten, ist von Speidel schon bald nach dem Bekanntwerden der selbstthätigen Bremskupplungen gemacht. Seine patentirte Konstruktion D.R.P. 14 542 scheint aber wegen ihrer Mängel in der Praxis keinen Eingang gefunden zu haben und ist jetzt jedenfalls überholt.

Der Flaschenzug, Patent Kohn, Fig. 778 und 779, von Briegleb, Hansen & Co., wegen seines hohen Wirkungsgrades mit gewöhnlicher Stirnräderübersetzung als sogenannter „Schnellflaschenzug“ auf den Maschinenmarkt gebracht, besitzt dem Speidel'schen gegenüber den Vorzug eines einfacheren und konstruktiv besser durchgebildeten Bremswerks und geringeren Gewichts durch Wahl einer Kettennuss mit kleinster Daumenzahl. Kohn lagert die

\*) Vergl. Z. d. V. d. Ing. 1883, S. 572.

Haspelwelle oberhalb der Lastwelle in einer Bremshülse, deren Tragzapfen in Buchsbaumfutterern der Gehäusewangen liegen. Der vorstehende Hülsenkopf trägt eine Sperrklinke, die sich beim angestrebten Rücklauf des Triebwerkes mit der inneren Verzahnung der Haspelradscheibe kuppelt. Der erforderliche Lagerdruck der Bremshülse wird durch den Aufhängehaken des Flaschenzuges vermittelt, dessen Auge die Hülse zwischen den Gehäusewangen aufnimmt und trägt. Da hier die Rücktriebkraft der Bremshülse durch die Zahnräderübersetzung zwischen der Kettennuss und dem Haspelrade stark vermindert ist, und die ganze Nutzlast mit dem Eigengewicht des Zuges als Belastung ausgenutzt wird, genügt die Reibung der einfachen cylindrischen Hülsenzapfen in ihren Holzlagerbüchsen zum Sperren des freien Rücklaufs. Die Klinkenkupplung der Bremse entspricht der früher, S. 252, beschriebenen Konstruktion, Fig. 3, Taf. 7, und rückt sich selbstthätig nach Bedarf ein und aus, arbeitet also geräuschlos.

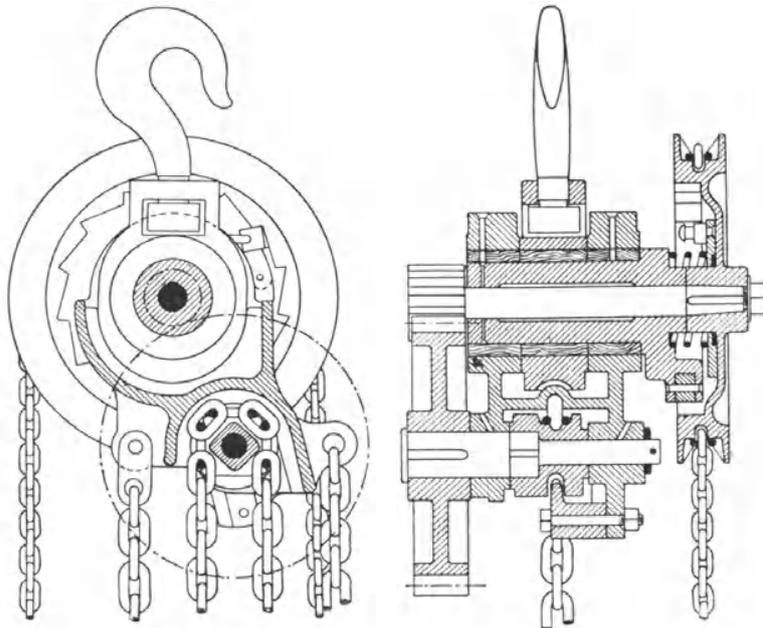


Fig. 778.

Fig. 779.

Die Züge für 600 kg haben einfaches Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 7 und 31, bei etwa  $6\pi$  mm Theilung. Sie erfordern unter voller Belastung der 4 daumigen Kettennuss, welche das laufende Kettenrum der losen Lastrolle aufnimmt, an dem 16 daumigen Haspelrade mit der Gesamtübersetzung von  $\sim 1:35$  und dem Wirkungsgrad  $\eta = \sim 0,85$  etwa 20 kg Zugkraft. Haspel- und Lastkette sind für diese kleinsten Züge gleich stark gewählt, mit  $\sim 7$  mm Eisendicke und 19 mm innerer Gliedlänge. Der Durchmesser der Bremshülsenzapfen ist auf 55 mm beschränkt. Der Zug wiegt, einschliesslich der Ketten für 3 m Hakenhub, 37 kg und entspricht somit ungefähr dem Gewicht Becker'scher Schneckenflaschenzüge bei 1000 kg Tragkraft, S. 925. Für grössere Lasten gestalten sich die Verhältnisse durch das schnelle Anwachsen der Stirnräder bei stärkerer Übersetzung erheblich ungünstiger, und Briegleb, Hansen & Co. bauen die Züge nur bis 2000 kg Tragkraft. Für kleine Lasten verdient die Bauart Beachtung, weil sie bei dieser Beschränkung auch nicht theurer ausfällt, als Schneckenflaschenzüge.

Gebr. Dickertmann in Bielefeld liefern schmiedeeiserne Räderflaschenzüge mit selbstthätiger Friktionsbremse nach ihrem D.R.G.M. 44700 bis 5000 kg Tragkraft.

#### Archimedischer Flaschenzug von Collet & Engelhard.

Die starke Übersetzung des Wurmgetriebes und seine hohe Belastungsgrenze bei kleinen Gesamtverhältnissen legen die Verwendung von Schnecke und Schneckenrad für Flaschenzüge nahe. Die älteren Schneckentrieb-

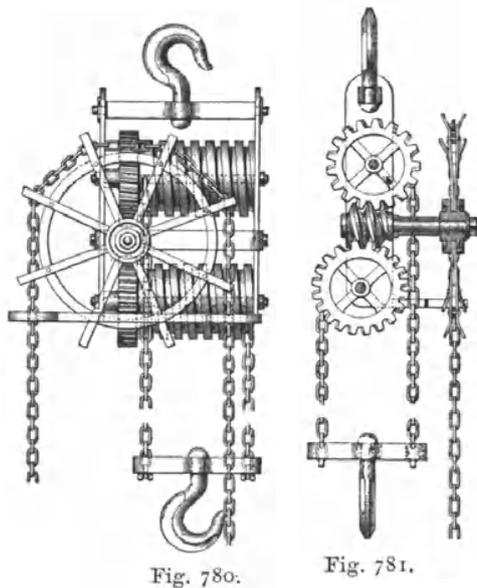


Fig. 780.

Fig. 781.

werke haben kleine Steigungswinkel mit Selbsthemmung auf Kosten des Gütegrades, entsprechend der früher herrschenden Konstruktionsrichtung, das Übersetzungsverhältniss des Triebwerkes bis zur Grenze der Selbsthemmung auszunutzen, um gleichzeitig eine besondere Bremse zu sparen. Ein Beispiel hierfür liefert der Flaschenzug von Collet & Engelhard, Fig. 780 und 781. Die Schneckenwelle liegt zwischen zwei Schneckenrädern und treibt die beiden Lasttrommeln, die zur Aufnahme einer gewöhnlichen zweirümigen Lastkette mit gemeinsamem Hakengehänge dienen, an. Wegen der entgegengesetzten Umlaufrichtung der Trommeln sind auch die Ketten in entgegengesetzter Richtung um dieselben geschlungen und an gegen-

überliegenden Trommelenden befestigt, so dass der Haken, wie bei Daumenrollen, in gerader Bahn senkrecht aufsteigt, und beide Ketten gleichmässig auf- und abgewickelt werden. Die Trommelachsen sind mit Rücksicht auf den unbehinderten Kettenlauf, wie aus der Zeichnung ersichtlich, seitlich gegeneinander versetzt. Collet & Engelhard liefern derartige Flaschenzüge bis 5000 kg Tragkraft und 5 m Hubhöhe. In den Kapiteln über Schnecke und Schneckenrad, deren Güteverhältniss, Zahnbreite und Theilung, S. 193 bis 200, finden sich die erforderlichen Grundlagen für die Berechnung des Triebwerkes.

#### Schraubenflaschenzug mit Patent-Drucklager von E. Becker in Berlin.

D.R.P. 10611.

Ein entscheidender Umschwung in der Bauweise von Flaschenzügen ist durch die Benutzung steilgängiger Schnecken mit Drucklagerbremsen von E. Becker herbeigeführt. Die selbstthätige Drucklagerbremse — vergl. S. 273 — bildet einen hervorragenden Fortschritt, weil sie die Mängel der älteren Konstruktionsrichtung überraschend einfach beseitigt und gestattet, an Stelle selbsthemmender Wurmgetriebe mit höchstens 40% Wirkungsgrad, das Güteverhältniss der Schraubenradwinde bis auf 65% zu steigern, ohne Gewicht und Raumbedarf des Triebwerkes zu vermehren oder den Schutz gegen selbstthätigen Rücklauf zu vermindern.

Die Vortheile der steilgängigen Schnecken sind sowohl in dem Kapitel über den Gütegrad der Schneckentriebwerke, S. 193 u. f., wie durch die Berechnung, S. 442 u. f., ziffernmässig nachgewiesen, und die Versuchsergeb-

nisse stehen hiermit in vollem Einklang. Die Bauweise der Becker'schen Flaschenzüge ergibt sich aus Fig. 3 bis 5, Taf. 18, welche einen 40 Ctr.-Zug darstellen. Die Last hängt an einer losen Rolle, deren Tragkette von einer Nuss auf der Schneckenradwelle aufgenommen wird. Der mittlere Steigungswinkel des Wurmgetriebes beträgt ungefähr  $20^{\circ}$ . Gehäuse, Schnecke, Drucklager und Daumenrad sind aus Stahlguss hergestellt; Gusseisen ist nur für das Schneckenrad und die lose Rolle verwendet. Das Gesamtgewicht fällt dabei für Flaschenzüge über 2000 kg Tragkraft kleiner aus, als das der sonst gebräuchlichen Differentialflaschenzüge, während Leistungsfähigkeit und Dauerhaftigkeit sich wesentlich günstiger gestalten. Der geringere Verschleiss ist eine unmittelbare Folge des höheren Güteverhältnisses für das Triebwerk und der Schmiervorrichtungen für alle laufenden Theile. Die Trennung der Haspelkette von der Lastkette gestattet auch, letztere reichlich einzufetten, und die Schnecke läuft in einem kleinen Trog, der zur Aufnahme von Schmierfett für das Wurmgetriebe bestimmt ist. Die Lastkette ist erheblich stärker bemessen, als bei den Weston'schen Differentialflaschenzügen, und deshalb dem Verschleiss und störenden Dehnungen in weit geringerem Masse ausgesetzt. Dazu kommt, dass auch die Verschleissarbeit an sich wesentlich kleiner ausfällt, weil die Häufigkeit des Lagenwechsels der Lastkettenglieder auf der Daumenrolle des Schneckentriebwerks im Vergleich zu Differentialrollen etwa im Verhältniss von 1 : 20 steht.

Die Triebwerke sind in den Becker'schen Flaschenzügen so gewählt, dass die angegebene Grenzlast noch durch einen Arbeiter bewältigt werden kann. Die Tragfähigkeit wird in der Werkstatt, vor Ablieferung, auf das  $1\frac{1}{4}$  fache der grössten zulässigen Betriebsbelastung geprüft.

Tragfähigkeit und Eigengewicht der Züge sind in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt.

Schraubenflaschenzüge mit Patent-Drucklager	Gewicht der Züge	
	a. ausschl. Ketten	b. einschl. Ketten für 3 m Hubhöhe
für 600 kg Last	14 kg	27 kg
„ 1000 „ „	21 „	36 „
„ 1500 „ „	29 „	45 „
„ 2000 „ „	42 „	63 „
„ 3000 „ „	59 „	82 „
„ 4000 „ „	71 „	100 „
„ 5000 „ „	83 „	120 „
„ 6000 „ „	115 „	170 „
„ 7500 „ „	140 „	200 „
„ 10000 „ „	175 „	260 „

Für die Güte der Konstruktion sprechen der äussere Erfolg und die Thatsache, dass alle späteren Flaschenzüge mit steilgängiger Schnecke und Drucklagerbremse sich nur durch andere Formen der Bremse von der Becker'schen Ausführungsweise unterscheiden, ohne den Grundgedanken zu verlassen.

In den ersten zehn Jahren wurden ungefähr 10000 Flaschenzüge abgesetzt, trotzdem der Preis des vollkommeneren Triebwerks nicht unerheblich höher ist, als für die Weston'schen Differentialrollenzüge.

Die Hubhöhe ist, wie bei allen Winden mit Kettennuss, unbeschränkt und nur abhängig von der Länge der Lastkette.

Die wesentlichen Theile der Flaschenzüge von Lüders, D.R.P. 32 820, und Bolzani, D.R.P. 75 977, welche sich nur durch die Drucklagerbremse von der Becker'schen Konstruktion unterscheiden, sind S. 275 in Fig. 226 und 227 dargestellt.

#### Schraubenflaschenzug von G. Kieffer in Köln.

D.R.P. 76 345.

G. Kieffer ersetzt in ähnlicher Weise wie Mohr, Fig. 238, S. 291, die Sperrklinke zum Festhalten der einen Kupplungshälfte bei seiner selbstthätigen Sicherheitsbremse durch eine Druckschraube, welche beim Lastsenken oder bei dem durch die schwebende Last angestrebten Rücklauf der steilgängigen Schnecke die bewegliche Muffe gegen eine Lederscheibe auf dem Boden der mit dem Gehäuse fest verbundenen Kupplungstrommel anpresst und dadurch das selbstthätige Senken der Last hindert. Damit wird der Vortheil eines vollkommen geräuschlosen Ganges erzielt.

Figur 782 bis 785, S. 927, geben die Anwendung der Konstruktion auf einen 20 Ctr.-Flaschenzug wieder und lassen erkennen, dass das steilgängige Gewinde der Kupplungsschraube unmittelbar in das hintere Ende der Schneckenwelle eingeschnitten ist. Beim Anheben der Last wird die bewegliche Schraubenmuffe *M* durch den zur Zeit vorhandenen Anpressungsdruck gegen die Lederscheibe und durch die radiale Komponente des schiefen Zahndruckes der Hauptschnecke, welcher gegen die innere Fläche der festen cylindrischen Gehäusebüchse wirkt, gehindert, sich zu drehen, und daher durch das eingreifende Gewinde der Druckspindel von der Lederscheibe achsial entfernt. Der in die Spindel eingesetzte Stift *S* begrenzt den Lüftweg durch die kurze Aussparung der Muffe.

Die Triebsschnecke läuft unter diesen Umständen auf dem Endstützapfen und hat im Lager nur die gewöhnliche Spurzapfenreibung zu überwinden.

Die sich selbst überlassene Last sucht die Schneckenwelle rückwärts umzutreiben und schraubt dabei die bewegliche Muffe sofort wieder gegen die Lederscheibe auf dem Boden der Bremstrommel, die einen ausreichenden Reibungswiderstand bietet, um das Senken der Last nur durch äusseren Antrieb zu ermöglichen, der den Bremswiderstand der Lederscheibe zu überwinden hat.

Zu beachten ist, dass das selbstthätige Einkuppeln der Bremse unter sicherem Ausschluss willkürlich freier Drehung der Muffe wieder zuverlässig durch die Reibung erreicht wird, die der schiefe Schneckendruck zwischen dem Mantel der beweglichen Schraubenmuffe und der Innenfläche der Trommelhülse erzeugt, so dass die Muffe sich stets nur geradlinig bewegt. Die Bewegung ist so zuverlässig, dass sie nach angestellten Versuchen auch dann erfolgt, wenn man die Druckspindel absichtlich durch Kreide oder ähnliche Reibungsmittel verschmutzt und die Aussenfläche der Muffe stark einfettet.

Der Stift *S* in der Druckschraube begrenzt auch die Anpressung und verhindert dadurch übermässige Bremsdrucke, die das Gehäuse des Flaschenzuges auseinanderdrücken könnten.

Die durch Fig. 786 veranschaulichte neuere Ausführung der Drucklagerbremse, in Form einer Schraubenklauenkupplung, verlegt das Druckspindelgewinde von der Hauptwelle auf die Stirnfläche der beweglichen Muffe *B*, die dabei mit glatter Bohrung auf der Welle sitzt und den Bremsdruck durch das Gleiten ihrer Stirnschraubenfläche auf der entsprechenden, einer durch den Stift *M* fest mit der Welle verbundenen Gegenmuffe erzeugt. Auch hier muss der Lüftweg und der Anpressungsdruck durch besondere Anschläge fest begrenzt werden, die in einfacher Weise, wie bei der Mohr'schen Kupplung, Fig. 238 und 239, S. 291, durch eine in die Welle eingelassene



von sehr reichlichen Abmessungen, so dass die spezifische Flächenpressung erheblich vermindert wird.

**Flaschenzug mit selbstthätiger Einkuppelung eines Stirnrädervorgeleges zum zwangsläufig raschen Senken der Last mit Drucklagerbremse.**

D. R. P. 101902 von G. Kieffer.

In dem D. R. P. 101902, Fig. 787, hat Kieffer den Gedanken verfolgt, bei Schneckentriebwerken mit Drucklagerbremsen unter gleicher Haspelgeschwindigkeit für Heben und Senken die Rücklaufgeschwindigkeit der

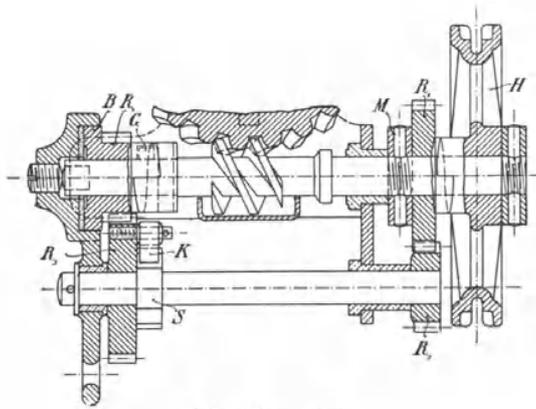


Fig. 787. 1:5.

Last durch ein Hilfsrädervorgelege, das sich selbstthätig beim Senken einkuppelt und beim Heben wieder ausschaltet, erheblich zu erhöhen. Die Ausführung gestattet eine Steigerung im Verhältniss von 1:4. Auf der Schneckenwelle sitzen zwei Schraubenklauenkuppelungen der kurz vorher beschriebenen Art, von denen die eine *B* die Drucklagerbremse durch den Rücktrieb der schwebenden Last einschaltet und sich beim Lastheben lüftet, die andere, umgekehrt, das hier lose auf der Welle angeordnete Haspel-

rad *H* beim Antreiben im Sinne des Lastaufwindens mit der Schneckenwelle kuppelt, indem sich das Rad zwischen die feste Mitnehmerscheibe *M* und den vorderen Wellenbund einklemmt, beim Lastsenken dagegen lüftet und die Schneckenwelle frei in der Radnabe laufen lässt.

Das Zahnrad  $R_1$  ist mit *H* dauernd fest verbunden,  $R_2$  auf seiner Welle aufgekeilt,  $R_3$  dagegen wieder lose und durch die an ihm aufgehängte Sperrklinke *K* nur in einem Drehsinn mit dem benachbarten, auf der Vorgelegewelle aufgekeilten Sperrrade *S* gekuppelt.  $R_4$  ist mit der beweglichen Muffe *B* der Drucklagerbremse zusammengewachsen.

Treibt man die Haspelradwelle im Sinne des Lastaufwindens nach rechts an, so läuft die Vorgelegewelle durch den Eingriff  $R_1$  und  $R_2$  lose mit und macht 60 Umgänge in der Minute, wenn *H* sich 30 mal dreht und für  $R_1:R_2$  das Verhältniss 2:1 gewählt wird. Ist auch die Übersetzung  $R_3:R_4 = 2:1$ , so empfängt das lose Rad  $R_3$  von  $R_4$  nur 15 Umdrehungen in der Minute, und es gleitet demnach das doppelt so schnell laufende Sperrrad frei unter der Sperrklinke *K* durch.

Bei umgekehrtem Antrieb des Haspelrades mit gleicher Geschwindigkeit, wie vorher, löst sich dasselbe zunächst von dem Mitnehmer *M*, läuft lose auf der Hauptwelle und nimmt nur die Vorgelegewelle mit, die wieder 60 Touren ausführt und nunmehr durch die Klinkenkupplung die Bewegung unter abermaliger Übersetzung durch die Räder  $R_3$  und  $R_4$  auf die Schneckenwelle derart weiter überträgt, dass diese mit 120 Umgängen im Sinne des Lastsenkens sich viermal so schnell wie das Haspelrad dreht. Dabei schliesst sich gleichzeitig die Bremskupplung selbstthätig und stützt die schwebende Last ab.

Da die Übersetzungsräder nur durch den Widerstand der Rücklaufbremse belastet werden, genügen für sie kleine Abmessungen mit feiner

Theilung, und das Hilfsvorgelege vermehrt weder das Gewicht noch den Platzbedarf der einfacheren Konstruktion wesentlich.

Durch den vollkommen zwangsläufigen Zusammenhang des Lastsenktriebwerkes mit der Drucklagerbremse bleibt die bewährte Bremssicherheit gegen selbstthätigen Lastrücklauf vollkommen gewahrt, und der Zeitgewinn durch die zwangsläufig gesteigerte Lastsenkgeschwindigkeit tritt um so mehr in den Vordergrund, je grösser die Senkhöhen sind und je häufiger die Winde benutzt wird. Gegenüber den sonst für gleiche Sicherheit angewandten Schleuderbremsen ist der Vortheil vorhanden, dass die Grösse der Last keinen Einfluss auf die Grenzgeschwindigkeit hat oder, soweit dies der Fall ist, kleine Lasten eher noch leichter schneller gesenkt werden können, als grosse, weil hierfür auch der Bremswiderstand kleiner ausfällt, während Schleuderbremsen die störende Eigenschaft haben, kleine Lasten mit geringerer Geschwindigkeit abzulassen, als grosse.\*)

Die zunächst für Flaschenzüge entworfene Konstruktion ist selbstverständlich, wie alle früher beschriebenen Wurmgetriebe mit Drucklagerbremsen, auch für Krahn- und Laufkatzen verwendbar und wird vielleicht gerade hier bei lebhafter Benutzung der Hebemaschinen sich als ein willkommener Fortschritt für schnelleres Arbeiten mit unverminderter Sicherheit am raschesten einbürgern.

Unter den zahlreichen Fällen beliebiger Verwendbarkeit kräftiger Flaschenzüge mit selbstthätigen Bremsen verdient die Ausnutzung derselben für wenig gebrauchte Ladekrahne Beachtung, weil hier nicht selten ein guter Flaschenzug am Krahn schnabel dieselben Dienste leistet, wie eine fest in das Krahn gerüst eingebaute Lastwinde, die nur in Verbindung mit dem Krahn gebraucht werden kann. Hieraus lässt sich auch für grössere Anlagen mit elektrischem oder hydraulischem Betrieb Nutzen ziehen, wenn einzelne Krahne aufgestellt werden, bei denen man die Einführung des Betriebes durch einen besonderen Motor erst von der Entwicklung des Verkehrs abhängig machen will, und nur das Krahn gerüst von vornherein für den Anschluss einer Druckwasser-Betriebsmaschine oder eines Elektromotors herstellt, während man sich im übrigen vorläufig mit Handbetrieb begnügt. Andererseits gestattet die einfache Vorkehrung zum Einhängen eines Flaschenzuges an jedem, mit besonderer Betriebsmaschine ausgerüsteten Krahn, im Nothfall ohne weiteres bei vorübergehenden Störungen Handbetrieb einzuschalten. Beide Fälle wurden vom Verfasser bei der maschinellen Ausrüstung des Stuttgarter Lagerhauses in der angedeuteten Weise vorgesehen.

## 2. Winden mit senkrechter Trommel. — Spills.

Winden mit senkrechter Trommel finden hauptsächlich auf Schiffen zum Aufwinden von Ankern als sogenannte Ankerspills Verwendung, werden aber auch nicht selten auf dem Lande aufgestellt, um Schiffe oder Eisenbahnwagen auf kurze Strecken fortzubewegen. Man führt die Trommel als Reibungstrommel konoidisch aus, damit beliebig lange Taue durch einfache Umfangsumschlingung aufgewunden und jeder Zeit von Hand wieder abgeworfen werden können. Die erforderliche geringe Spannung des ablaufenden Trums wird durch den Arbeiter geleistet, der das freie Ende von der Trommel abzieht und in Rollenform auf dem Boden aufstaut. Die konoidische Trommelform drängt das Seil während der Wickelung stets nach

\*) Vergl. auch D.R.P. 102733 von H. Mork, Flaschenzug mit ausrückbarem Vorgelege.

der Trommelmitte. Bisweilen findet man auch angegossene Längsrippen, welche die Reibung erhöhen oder für Ketten den Kettengliedern daumenartige Widerlager bieten. \*)

Die einfachsten Gangspills werden ohne Räderübersetzung durch eingesetzte Druckbäume, sogenannte Spaken, welche die Arbeiter, im Kreise herumgehend, vor sich herdrücken, in Thätigkeit gesetzt. Je nach der Lastgrösse und dem verfügbaren Arbeitsplatz sind Räderübersetzungen anzuwenden, wenn die statthafte Spakenlänge für das erforderliche Antriebsmoment nicht ausreicht. Kurbelantrieb gehört bei den Handspills zu den Ausnahmen. Besonders schwere Schiffspills werden mit elektrischem oder Dampfbetrieb eingerichtet. Für Spillwinden auf dem Lande findet man vielfach hydraulische Dreicylindermaschinen, weil sie in der Regel auf Bahnhöfen oder an Hafenuais benutzt werden, wo für den Landverkehr hydraulische Centralanlagen vorhanden sind. In neuerer Zeit hat sich aber auch hier der elektrische Betrieb eingebürgert.

Für die Spills zum Heranholen von Schiffen und Eisenbahnwagen oder zum Bewegen von Schiebebühnen und Drehscheiben verzichtet man auf besondere Brems- und Sperrwerke, während die Ankerspills ganz allgemein wenigstens mit Sperrklinken versehen werden, um die gehobene Last frei schwebend zu halten. Besondere Bremsen zum Senken fehlen aber auch hier. Bei besonders schweren Konstruktionen bietet das zum Antrieb benutzte Wurmgetriebe durch seine Selbsthemmung einen Ersatz dafür, während man sich sonst damit begnügt, das Seil unmittelbar zu bremsen, indem man es vor dem Auflaufen auf die Trommel um benachbarte, feststehende, runde Pfosten oder kleine Walzen schlingt und deren Reibungswiderstand ausnutzt.

#### a. Ankerspill mit Handkurbelantrieb.

Fig. 1 u. 2, Taf. 2, liefern ein Beispiel für ein kleines Spill mit Handkurbeln nach einer Ausführung des Vulkan in Stettin. Die Trommel bewegt sich lose auf einer feststehenden, senkrechten Achse, deren Kopf das gusseiserne Gehäuse für die Kurbelachsen der beiden, in den Zahnkegelkranz der Trommel eingreifenden Kegelräder trägt. Am unteren Trommelrand sind Sperrklinken aufgehängt, deren Zahnkranz in der Grundplatte untergebracht ist, und die sich um ihre Drehbolzen nach der entgegengesetzten, wirkungslosen Lage herumschlagen lassen, wenn die Trommel zum Senken benutzt werden soll. Mit der Räderübersetzung 1 : 2,5 und der Kurbelarmlänge 400 mm bleibt die Gesamtübersetzung für 250 mm Trommeldurchmesser auf 1 : 4 beschränkt.

#### Französisches Gangspill mit Spaken.

Der Antrieb des Gangspills, Fig. 3 u. 4, Taf. 2, erfolgt durch Spaken in der lose auf ihre Welle aufgesetzten Spillhaube und wird entweder unmittelbar oder durch das innen liegende Räderwerk auf die Trommel übertragen, die ebenfalls lose auf der Kernwelle sitzt.

Das Triebwerk lässt sich am leichtesten verstehen, wenn man zuerst die Arbeitsweise mit Vorgelege verfolgt und danach den unmittelbaren Antrieb klarlegt.

Die Übersetzung zwischen der Triebzahnradverzahnung *A* des unteren Theiles der losen Nabenhülse für die aufgekeilte Spillhaube und dem inneren Zahnkranz des Trommelkopfes *C* wird durch vier Planetenräder *B* vermittelt, deren Drehzapfen in einer fest mit der Spillachse verbundenen, gusseisernen Scheibe *D* untergebracht sind. Die Planetenräder wirken hierbei lediglich

\*) Für Ketten verwendet man auch hier besser und fast allgemein Daumenräder.

als Zwischenräder, und die Gesamtübersetzung entspricht dem Verhältniss der Theilkreisdurchmesser von  $A$  und  $C$  unter der Voraussetzung, dass die Scheibe  $D$  festgehalten wird, um die Planetenräder selbst zum Abrollen zu zwingen. Die hierzu erforderliche, einseitige Sperrung der Spillachse erfolgt durch den Klinkeneingriff für die Glocke  $G$  in die innere Sperrkranzverzahnung der Grundplatte. Da beim Antreiben der Spillhaube, im Sinne des Uhrzeigers, das Bestreben auftritt, die Planetenradscheibe  $D$  im selben Sinne mitzudrehen, muss der Sperrklinkeneingriff der Glocke  $G$  ihre Rechtsdrehung verhindern. Die Trommel dreht sich während des Antriebs durch die Rädereingriffe entgegengesetzt zur Haube, d. h. links herum, und ihre Sperrklinken am unteren Rande sind demnach ebenso, wie die der Glocke  $G$ , rechtssperrend angeordnet, um schwebende Lasten am Sinken zu hindern.

Wenn man die Spillhaube durch die Spaken nach links dreht, kuppelt sie sich durch einen Sperrkegeleingriff, deren Bolzen mit  $F$  bezeichnet sind, mit der Stirnverzahnung des oberen Trommelrandes, und die Scheibe  $D$ , wie die Glocke  $G$ , folgen mit der Kernwelle der Bewegung, ohne dass die Planetenräder zum Abwälzen gelangen. Hieraus ergibt sich, dass die Spaken beim Arbeiten mit und ohne Vorgelege nur in entgegengesetzter Richtung anzutreiben sind, ohne von Hand irgend eine Kupplung auszuwechseln, und dass in beiden Fällen die Trommeldrehung die gleiche bleibt.

Durch den gleichzeitigen Eingriff der vier Planetenräder wird der Zahn- druck auf vier Stellen gleichmässig vertheilt, so dass trotz des grossen Spakenmomentes verhältnissmässig schwache Theilungen genügen, und der Durchmesser des Triebrades  $A$  so weit beschränkt werden kann, dass sich bei den üblichen Trommelgrössen noch leicht Übersetzungen von 1:3 bis 1:4,5 durch das Zahnradervorgelege erreichen lassen.

### β. Dampfspill.

Die Dampfspille werden meist mit liegender Zwillingsdampfmaschine, Stirnrädervorgelege und Wurmgetriebe, seltener mit Kegelräderrantrieb gebaut. Das Schneckenrad sitzt unterhalb der Trommel auf der senkrechten Spillachse und nimmt die lose Trommel durch selbstthätige Kupplung der Sperrkegel mit, die von dem unteren Trommelrand in eine entsprechende Verzahnung der oberen Schraubenradfläche eingreifen. Bei stillstehender Betriebsmaschine dient der Klinkeneingriff zum Abstützen schwebender Lasten. Die Anordnung gestattet ausserdem auch noch aushilfsweisen Handbetrieb mit Spaken, wenn man den Spillkopf hierfür einrichtet. Für Dampfwinden mit wagerechten Spilltrommeln kann auf die Konstruktion von Emmerson, S. 330, und Taf. 10, Fig. 10 bis 12, hingewiesen werden, welche zum Aufsetzen von Spilltrommeln auf die Wellenköpfe eingerichtet ist. \*)

### γ. Hydraulische Spills.

#### Dreicylinderspill von Brotherhood.

Die hydraulischen Spills stammen aus England und sind vielfach in Deutschland nach dem Vorbilde von Brotherhood mit Dreicylinder- maschinen gebaut, wenn auch das wesentlichste Organ der Betriebsmaschine, die Steuerung, mannigfach verschiedene Ausführungen und Abänderungen erfahren hat. Die Cylinder liegen, wie die Skizze, Fig. 788, S. 932, zeigt, wagerecht unter  $120^{\circ}$  gegeneinander und sind mit einfachwirkenden Druck-

\*) Ein Beispiel für eine neuere Ausführung mit Dampftrieb liefert Hyde's Ankerwinde und Dampfspill. Dingler, Polyt. Journal 1896, Bd. 301, S. 56.

kolben ausgestattet. Die Lenkstangen greifen mit Kugelgelenkköpfen unmittelbar in die hohlen Kolbenkörper ein und umklammern andererseits mit sektorförmigen Lagerschalen den von ihnen angetriebenen Kurbelzapfen *Z* der Spilltrommelachse *W*. Die einzelnen Sektoren werden durch äussere, umgelegte Schellen zusammengehalten. Die drei Kolben übernehmen abwechselnd in der Weise den Antrieb, dass mindestens immer einer unter der Einwirkung des Druckwassers steht. Befindet sich ein Kolben in einer seiner beiden Endlagen, so ist der zweite im Vorlauf, der dritte im Rücklauf begriffen, wobei die verbrauchte Füllung durch den Ablaufkanal ins Freie entweicht. Die Druckwasserverteilung bewirkt bei den Brotherhood'

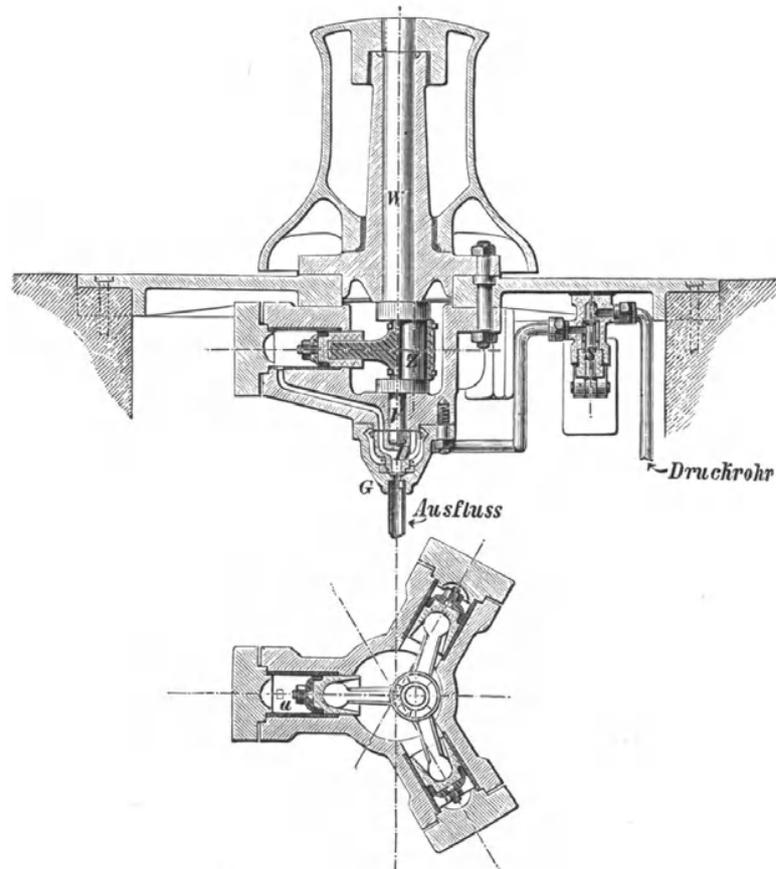


Fig. 788.

sehen Maschinen ein Drehschieber *D*, der von dem unteren Vierkantkopf der zurückgekröpften Kurbelwelle seine Bewegung empfängt. In der gezeichneten Kolbenstellung entleert sich der links liegende Cylinder durch den glockenförmigen Hals des Schiebers in den Ablauf. Das Druckwasser tritt aus dem Schiebergehäuse durch eine Öffnung im Glockenmantel auf der anderen Seite bis auf den Schieberspiegel und strömt ausserhalb der Schnittebene der Figur durch die freigelegte Eintrittsöffnung des zur Zeit wirksamen Betriebscyinders hinter den zugehörigen Arbeitskolben ein, bis das Kolbenspiel wechselt. In die Druckwasserleitung ist ein Absperrventil *S* eingeschaltet, das sich durch einen belasteten Gewichtshebel selbstthätig schliesst und die Maschine abstellt, sobald der Arbeiter den Hebel freigeibt. Zum Lüften des Hebels dient eine kleine, nicht gezeichnete, senk-

rechte Stange, die nach oben durch die Maschinengrundplatte geführt ist und vom Arbeiter mit dem Fuss nach unten zurückgedrückt wird, wenn die Maschine laufen soll. Der Betriebsdruck in der Leitung wird meist zwischen 50 bis 75 Atm. gewählt.

Die verhältnissmässig grosse Einfachheit der Maschine und ihre jederzeitige Dienstbereitschaft haben ihr im Bereich hydraulischer Centralen allgemeine Verbreitung verschafft, wenn auch das wirthschaftliche Güteverhältniss nicht besonders günstig ist, und vor allem bei Schieber- und Hahnsteuerungen nicht selten erhebliche Wasserverluste und zeitweise Betriebsstörungen eintreten.

#### Drehschieber für hydraulische Spillwinden von Gruson.

Fig. 9 u. 10, Taf. 71, geben die Drehschiebersteuerung des Grusonwerkes in Buckau-Magdeburg wieder. Das Druckwasser tritt von unten in den Schieberkasten ein und wird durch ein gekröpftes Rothgussrohr, das einerseits im Schieberkastendeckel, andererseits im Drehschieber durch Lederlinderung abgedichtet ist, in den Hohlraum des Schiebers geleitet. Schlitz in der Schieberlaufplatte vermitteln die Verbindung mit den Arbeitscylindern, während das verbrauchte Druckwasser, wie aus Fig. 10 ersichtlich, durch die Grundplatte des Drehschiebers in den freien Schieberkastenraum gelangt und von hier aus in das Abflussrohr entweicht. Der gekröpfte Einströmrohrstutzen wird von dem Drehschieber auf dem Vierkantkopf der Kurbelwelle im Kreise mitgeschleppt und rotirt um seinen Zapfen im Schieberkastendeckel wie eine freie Schleppkurbel. Eine zweitheilige Spurfanne zwischen dem Kopf des Drehschiebers und einem Auflager des darunter liegenden, gekröpften Einströmstutzens in der Hauptachse kann durch eine schwach konische Stellschraube in der Schnittfuge mehr oder weniger auseinander gedrängt werden, und dient dazu, das Einströmrohr, wie den Schieber, genügend dicht auf ihre Laufflächen zu pressen.

Das zugehörige Spill ist für 1000 kg Zugkraft der Trommel und 75 Atm. Betriebsdruck gebaut. Um Wasserstösse zu vermeiden, muss die Steuerung so ausgeführt werden, dass die Ausströmung schon vor Beendigung des Kolbenhubes beginnt, und die Einströmung mit Sicherheit noch geschlossen ist, wenn der Hubwechsel vor sich geht. Hierdurch entstehen Füllungsverluste, die zusammen mit der Reibungsarbeit des Triebwerkes, den Wirkungsgrad der hydraulischen Spills mit Schieber und Hahnsteuerung auf nahezu 0,5 herabdrücken.

In der vorliegenden Konstruktion erhalten wir mit 13,2 cm Kolbendurchmesser und 8 cm Kolbenhub bei 75 Atm. Betriebsspannung die Arbeit der drei Kolben während einer Trommelumdrehung  $= 3 \cdot 75 \cdot \frac{13,2^2}{4} \cdot \pi \cdot 8 = 246\ 240$  kgcm, und die Nutzarbeit, an der Trommel von 40 cm Durchmesser  $= 40 \cdot \pi \cdot 1000 = 125\ 700$  kgcm, mithin der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{125\ 700}{246\ 240} = 0,51.$$

#### Hahnsteuerung für hydraulische Spills von C. Hoppe.

Fig. 3 bis 6, Taf. 70, veranschaulichen eine Hahnsteuerung. Das Druckrohr ist an den unteren Gehäusekopf des Steuerapparates angeschlossen und tritt durch den laternenförmig durchbrochenen Stützcyylinder der Stulpdichtungen durch drei seitliche Öffnungen, Fig. 3 und 6, in den hohlen Kern der Hahnspindel und schliesslich im Hahnkörper selbst, wie aus Fig. 5 zu ersehen ist, seitlich in den jeweilig gegenüberstehenden Einströmkanal

des Arbeitscylinders. Aus dem zweiten Cylinder, der seine Füllung entleert, entweicht das verbrauchte Druckwasser in einen Ringkanal des Hahnes, der in der unteren Grundfläche des Hahnkörpers mündet und hier in freier Verbindung mit der Gehäusekammer steht, Fig. 3, an die das Ablaufrohr angeschlossen ist. Der dritte Cylinder ist für die Hahnstellung Fig. 5, der Hubgrenze seines Kolbens entsprechend, gerade gegen Ein- und Ausströmung abgesperrt.

Der Steuerhahn wird von der Spillwelle aus durch den freien Eingriff der oberen Hahnzunge in dem radialen Schlitz einer Kurbelscheibe mitgenommen. Die Schlitzkupplung gewährt ein gewisses Spiel, und vermeidet Klemmungen, wenn die Drehachsen beim Montiren nicht mathematisch genau zusammenfallen. Ferner ist für möglichst sorgfältige Einstellbarkeit des Anpressungsdruckes gesorgt, mit dem der Hahn zum dichten Schluss im Gehäuse gebracht werden soll, ohne übermässige Reibung zu erzeugen. Hierzu dient der kleine Druckbalken mit Laufspitze für die Hahnspindel unterhalb des Gehäuses, Fig. 3, welcher durch justirbare Federspannung mehr oder minder fest angezogen werden kann.

Drehschieber, wie Hahnsteuerungen, leiden an den bekannten Übelständen, dass der Verschleiss, infolge der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeit, in verschiedenen Abständen von der Drehachse ungleichmässig ausfällt, und dass hierdurch, ganz abgesehen von der Schwierigkeit, überhaupt so grosse Flächen, wie in den Konstruktionen auftreten, für hohen Betriebsdruck vollkommen dicht zu schleifen, schnell Wasserverluste und häufig volle Betriebsstörungen auftreten. Der Verschleiss tritt um so früher ein, je unreiner das Betriebswasser und je höher der Betriebsdruck ist. Er ist unter allen Umständen unvermeidlich, wenn Bronzeflächen unter specifischen Pressungen von 50 kg/qcm und mehr, trocken oder ohne zuverlässige, selbstthätige Fettschmierung aufeinander laufen.

#### Ventilsteuerungen für hydraulische Spills von R. Dinglinger.

In Erwägung der vorstehenden Gründe ist Dinglinger zur Anwendung von Ventilsteuerungen übergegangen und hat damit günstige Erfolge erzielt.

Fig. 1 u. 2, Taf. 70, geben ein allgemeines Bild der ganzen Bauart. Das Spill ist, wie meist bei hydraulischen Ausführungen, auf einer gusseisernen Kippscheibe montirt, die an zwei Schildzapfen in dem gusseisernen Mantel der Maschinengrube hängt und um diese Zapfen in die umgekehrte Lage, Textfigur 789, S. 935, und Fig. 2, Taf. 70, gedreht werden kann, so dass die Trommel nach unten hängt, und alle Maschinentheile frei zugänglich oben liegen. Druck- und Ablaufrohr sind durch die Schildzapfen geführt.

Hinter dem Druckrohrschildzapfen steht das Anlassventil V, Fig. 1, Taf. 70, im vorliegenden Fall ein Kolbenabsperrentil, das durch Federdruck selbstthätig geschlossen gehalten wird, bis der Arbeiter den nach oben durch die Spillplatte heraustretenden Kolbenkopf mit dem Fuss niederdrückt. Auf Taf. 71 ist die Konstruktion der Cylinder, Kolben und Lenkstangen mit allen Einzelheiten wiedergegeben; ausserdem sind dort zwei verschiedene Ausführungsweisen der Ventilkonstruktion mit und ohne Entlastung dargestellt.

In beiden Fällen ist jeder Cylinder mit einem Einlass- und einem Auslassventil versehen, die von aussen durch unrunde Nocken auf der Spillachse gesteuert werden. Den unrunderen Scheiben fällt nur die Aufgabe zu, die Ventile aufzustossen, ihr Schluss erfolgt selbstthätig durch den Wasserdruk und wird durch dahinter gelagerte Spiralfedern unterstützt und gesichert, sobald die wechselnde Lage der Steuernocken das Zurückweichen der Ventile gestattet.

Auf die zuerst benutzte Entlastung der Ventile durch einen Gegenstempel, Fig. 1, Taf. 71, hat Dinglinger in seinen späteren Ausführungen verzichtet, weil der Arbeitsgewinn, im Verhältniss zur ganzen Leistung der Maschine, ein verschwindend kleiner ist, während andererseits durch die Entlastung bisweilen mangelhafte Ventilabschlüsse eintreten und die Zahl der Stopfbüchsen vermehrt wird. In den späteren Ausführungen, Fig. 6 bis 8,

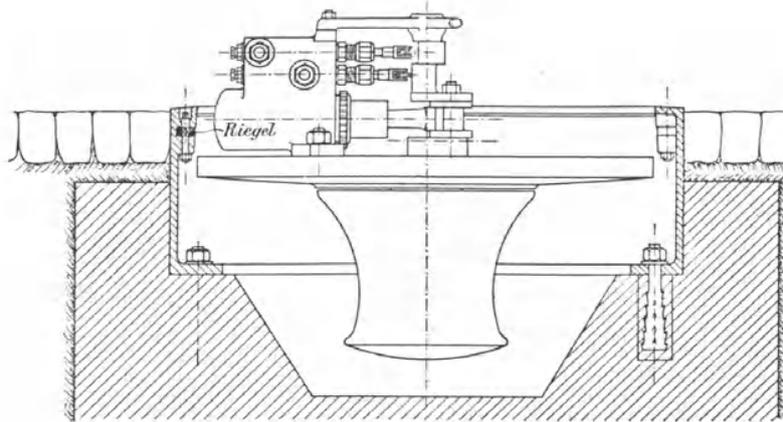


Fig. 789. 1:20.

Taf. 71, und Textfiguren 790 u. 791, sind ferner die Ventilgehäuse für den Umbau vorhandener, von einer anderen Firma gelieferter Spills mit Hahnsteuerung, vollständig von den zugehörigen Cylindern getrennt und als selbständige Bronzegusskörper entworfen. Die getrennte Ausführung gewährt auch für Neuanlagen den Vortheil, dass bei zufälligen Gussfehlern der Schaden in der Werkstatt beschränkt wird, weil es sich dann nur um

Ersatz verhältnissmässig kleiner Stücke handelt. Wegen der verschiedenen Lage der zusammengehörigen Ventilspindeln zu einander — im einen Fall über, im anderen nebeneinander — sind im zweiten Fall kleine Ventilhebel, Fig. 6, eingeschaltet, die auch gleichzeitig den Seitendruck der unrunderen Steuer-scheiben auf die Ventilstangen, Fig. 1, erheblich vermindern. Im

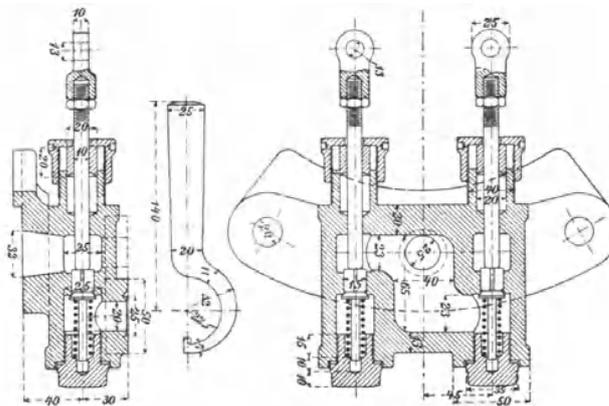


Fig. 790.

1:5.

Fig. 791.

übrigen ist die Wirkungsweise der Steuerung in beiden Fällen genau die gleiche und aus den Bemerkungen zu den Tafelfiguren für die verschiedenen zusammengehörigen Stellungen klar zu entnehmen.

Der oben erwähnte günstigere Wirkungsgrad dieser Steuerungen, im Vergleich zu Drehschiebern und Hähnen, erklärt sich aus den geringeren Widerständen und aus der Möglichkeit, die Steuerung genauer auf die Kolbenhubwechsel einstellen zu können, weil bei kleinen, unvermeidlichen Ausführungsungenauigkeiten und bei totem Gang Wasserstöße durch selbst-

thätiges Öffnen der Ventile vermieden werden, während geringe Fehler in der Abschlusstellung von Schiebern und Hähnen starre Abschlüsse der Cylinderkanäle herbeiführen und deshalb fehlerhafte Spielräume nach der anderen Richtung verlangen, die von vornherein Wasser vergeuden. Ausserdem bieten die Ventile den Vortheil, dass sie sich nach eingetretenem Verschleiss wesentlich schneller und leichter wieder dichtschiefen lassen, als grosse Hähne und Schieber.

Ämtliche Versuche in den Anlagen des Hafens zu Frankfurt a/M. ergaben 1892 zwischen den Spills mit Drehschieberhahnsteuerung und den umgebauten mit Ventilsteuerung, bei 57 kg/qcm Betriebsdruck, für gleiche Arbeitsleistung eine Wasserersparniss von 19 0/0, nachdem vor den Vergleichsversuchen, welche auf 14 Tage ausgedehnt wurden, die Drehsteuerung frisch eingeschliffen war. Die Spills dienen zum Betriebe von Schiebepöhlen.

Dinglinger rechnet in Übereinstimmung hiermit, für seine Entwürfe mit Ventilsteuerung, auf 65 bis 70 0/0 Wirkungsgrad.

Die Seilgeschwindigkeit ist für Spills auf etwa 1 m bis höchstens 1,5 m in der Sekunde zu beschränken, weil sonst das ablaufende Trum nicht mehr sorgfältig aufgeschossen werden kann und leicht auf den Schienen von den heranrollenden Wagen überfahren wird. Man pflegt Spills mit 350 mm Trommeldurchmesser durch das Zuflussventil auf etwa 80 minutliche Umdrehungen für den Leerlauf einzustellen, die sich dann bei voller Belastung auf ungefähr 60 herabmindern.\*)

Anmerkung: Unter den Versuchen, Wassersäulenmaschinen innerhalb des Bereiches hydraulischer Centralen als allgemeine Betriebsmaschinen zu verwenden und für wechselnde Leistung mit einer vom Regulator beeinflussten Steuerung für selbstthätig veränderlichen Füllungswechsel auszurüsten, verdient die Ventilsteuerung von A. Miersch, D.R.P. 57475, Kl. 88, Beachtung, aber die Verwendung solcher Maschinen wird durch die Ausbreitung des elektrischen Betriebes kaum ein weiteres Feld erobern. Dinglinger hat eine von einer anderen Firma gelieferte hydraulische Zwillingsmaschine von 60 PS. für 58 Atm. Betriebsdruck für das Lagerhaus in Frankfurt a. M. unter Benutzung des Patentes Miersch umgebaut. Näheres hierüber, Z. d. V. d. I. 1894, S. 1046, und ebendort 1891, S. 1152.

#### δ. Spillwinden mit elektrischem Betrieb.

##### Elektrisch angetriebenes Spill für den Hafen in Heilbronn.

Ausgeführt von der Esslinger Maschinenfabrik, Elektrotechnische Abtheilung Cannstatt.

Die mannigfachen Schwierigkeiten, welche die Konstruktion und Instandhaltung der hydraulischen Dreicylinder-Maschinen und die damit betriebenen Spills bieten, werden durch Anwendung elektrischen Betriebes vollkommen vermieden. Eine derartige Ausführung ist auf Taf. 72 in Fig. 1 bis 4 mit dem ergänzenden Querschnitt durch die Maschinengrube, Textfigur 792 dargestellt, zu deren Erklärung nach dem Vorstehenden an Hand der vollständigen Konstruktionszeichnung wenig hinzuzufügen ist.

Der Elektromotor, eine Nebenschlussmaschine, entwickelt mit 1000 Umdrehungen in der Minute ungefähr 6 PS und arbeitet mit einem 23 zähligen Rohhautritzel auf ein 80 zähliges gusseisernes Stirnrad, dessen Achse mit zweigängigem Wurmgewinde in das 40 zählige Schneckenrad der Spillwindentrommel eingreift und somit für die Trommel  $1000 \cdot \frac{23}{80} \cdot \frac{2}{40} \sim 14,4$  Umgänge in der Minute liefert, denen für einen Wickeldurchmesser von 35 cm von Seilmitte zu Seilmitte  $\sim 16$  m Seilgeschwindigkeit in der Minute entspricht. Mit dieser mässigen Seilgeschwindigkeit und der geforderten Zug-

\*) Weitere Konstruktionen hydraulischer Spillwinden siehe: Dingler, Polytechn. Journal, Juni 1894, S. 247, sowie Neue Werft- und Hafenanlagen zu Köln, Festschrift zum 14. Mai 1898, Taf. 79 (System Hoppe), Taf. 80 (System Haniel & Lueg).

kraft von 800 kg werden im Beharrungszustande nur 2,8 PS für die Nutzleistung verbraucht, und der Motor ist mit 6 PS reichlich bemessen, um ausser den Wirkungsverlusten, die in dem steilgängigen Wurmgetriebe und

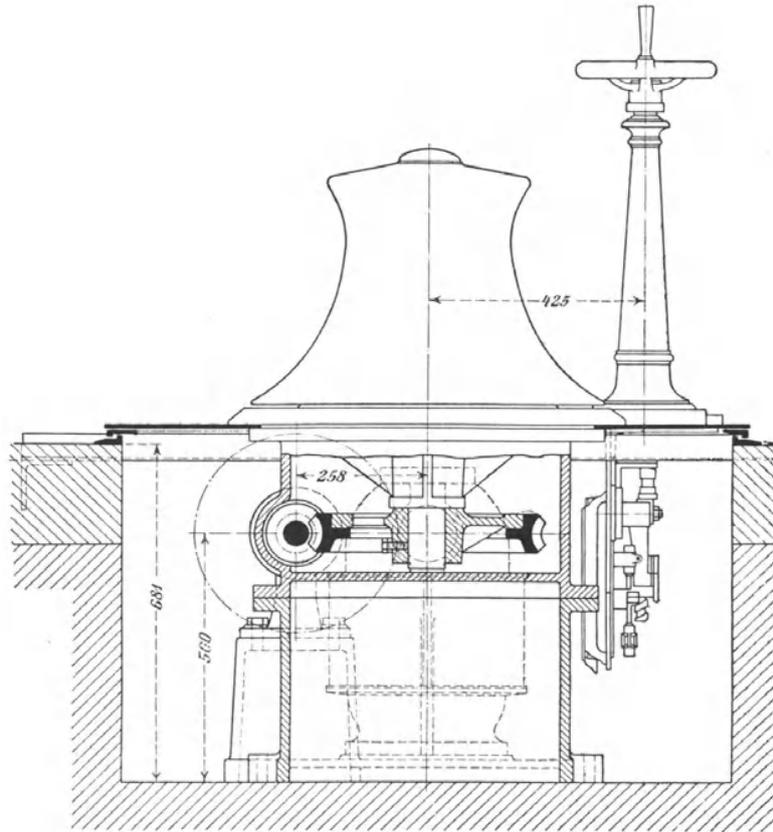


Fig. 792. 1 : 15.

Stirnrädervorgelege auf etwa 40 bis 45<sup>0</sup>/<sub>10</sub> zu schätzen sind, die anfängliche Beschleunigungsarbeit zu leisten.

Die Wirkungsweise des elektrischen Anlasses und der ganzen elektrischen Steuerung mit dem Funkenzieher ist in Bd. II, S. 232 mit Fig. 195, eingehend beschrieben. Eine andere elektrische Steuerung für Spills von Schuckert mit unverändertem Drehsinn des Schalthebels beim Ein- und Ausrücken findet sich ebendort, S. 267.

**Spill mit elektrischem Antrieb von E. Becker in Berlin und der Union, Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin.**

Einfacher gestaltet sich der Bau der Spills, wenn bei der grossen Seilgeschwindigkeit das Stirnrädervorgelege durch Wahl eines langsamer laufenden Motors vermieden werden kann, wie in Fig. 793 u. 794, S. 938, von E. Becker, mit dem elektrischen Theil von der Union, E.-G. in Berlin.

Das Spill ist für 750 kg Zugkraft und 0,8 m Seilgeschwindigkeit in der Sekunde, also 48 m/min bestimmt und arbeitet bei 750 Umläufen des 12 pferdigen Motors mit einem doppelgängigen Wurmgetriebe unmittelbar auf die senkrechte Spillachse. Der Wickeldurchmesser beträgt im Trommelmantel gemessen 310 Millimeter. Das bronzene Schneckenrad hat 30 Zähne

und  $2\frac{3}{8}$ " engl. Theilung, die Stahlschnecke 90 mm Theilkreisdurchmesser und  $4\frac{3}{4}$ " engl. Steigung bei 58 mm Kerndurchmesser.

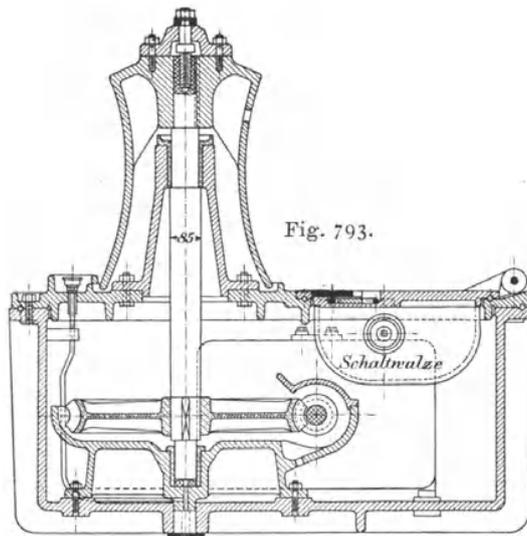


Fig. 793.

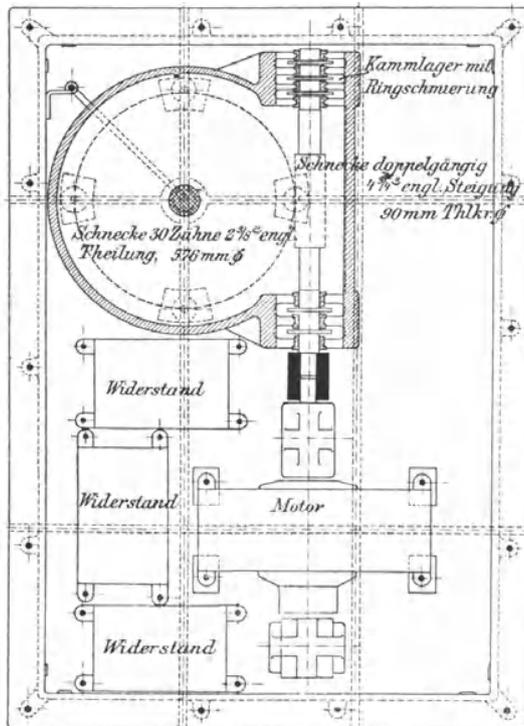


Fig. 794.

Die Schneckenwelle läuft am einen Ende mit 55 mm Kerndurchmesser in einem Kammlager mit dreifacher Ringschmierung, am anderen in einem einfachen Halslager mit Ringschmierung.

Abweichend von der Cannstatter Bauart ist ferner, statt eines Nebenschlussmotors ein Hauptstrommotor mit Schaltwalzensteuerung gewählt, der durch die Widerstandstufen eine beliebige Regulierung der Umlaufzahl gestattet und ausserdem durch die Kupplung zwischen Motor und Schneckenwelle gefährliches Durchgehen der Maschine genügend verhindert, im übrigen aber den Vortheil funkenloseren Ganges und eines besonders kräftigen Anlaufmomentes bietet.\*)

Der Anlasswiderstand ist auf drei Kästen vertheilt, die neben dem Motor aufgestellt sind. — Vergl. die Grundrissfigur 794.

Der Motor ist, wie alle Maschinen der Union, staub- und wasserdicht eingekapselt.

Um die ebenfalls eingekapselte Schaltwalze bequem zugänglich zu machen, ist sie auf der Unterseite der Deckklappe angebracht, die den Zugang zur Maschinengrube bildet. Eine mit der Klappe verschraubte Führungshülse nimmt die kurze Steuerwelle auf, deren vorstehender Vierkantkopf, Fig. 795, S. 939, zum Aufsetzen einer Kurbel oder eines Steckschlüssels dient, und deren Drehung sich durch ein Kegelräderpaar auf die Achse der Schalttrommel fortpflanzt.

Sowohl die Klappe, wie die ganze Deckplatte der Grube,

welche das gesammte Maschinenwerk in einem gusseisernen Kasten aufnimmt,

\*) Die in der Zeichnung angedeutete starre Muffenkupplung zwischen Motor und Schneckenwelle ist in der Ausführung durch eine Scheibenkupplung mit Mitnehmerstiften ersetzt, um leichteres Montiren und Demontiren der gekuppelten Theile zu ermöglichen.

sind durch Rundgummieinlagen wasserdicht abgeschlossen, so dass auf vollkommene Trockenheit im Maschinenraum zu rechnen ist. Bei dieser Ausführung ist es möglich, die Ölschale für das Wurmgetriebe oben offen zu lassen, so dass beim Öffnen der Grubenplatte nicht nur die Schaltwalze frei zu Tage liegt, sondern auch das Haupttriebwerk leicht nachgesehen werden kann.

Die Spillachse läuft unten in einem Spurzapfenlager, dem von aussen durch ein Schmiergefäss, dessen Rohranschluss in der Spurplattenmitte mündet, jederzeit reichlich Öl zugeführt werden kann. Ebenso ist das obere Halslager zum Eingiessen von Öl durch eine Öffnung im Trommelmantel zugänglich.

Die gusseiserne Kopfhaube der Spilltrommel dient in Verbindung mit der in den Kopf der Achse eingesetzten Schraube, sowohl zum festen Aufpressen der Trommel auf den kegelförmig verjüngten Wellenkopf, wie umgekehrt zum Abpressen der Trommel, falls die Maschine für Reparaturen auseinanderzunehmen ist.

Der Hauptvorteil der elektrisch betriebenen Spills liegt in der Beseitigung aller Schieber und Ventile, die zu Undichtheiten neigen und in der Selbstanpassung des Stromverbrauchs an die jeweilige Nutzleistung, was hier um so mehr ins Gewicht fällt, als das Anziehen beim Rangiren

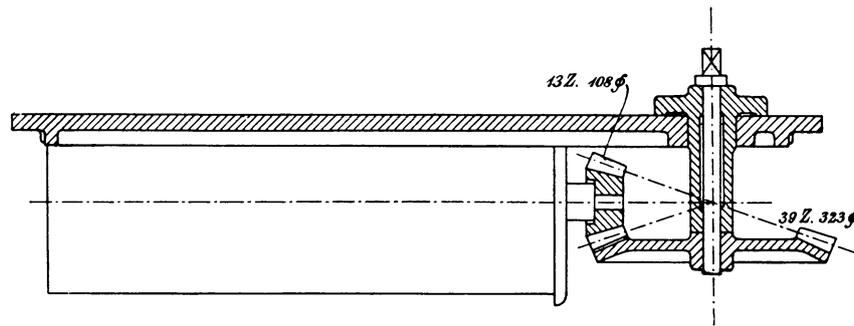


Fig. 795.

sehr viel Kraft, die Fortbewegung verhältnissmässig wenig Energie beansprucht. Allerdings muss infolgedessen auch vielfach mit energieverzehrenden Vorschaltwiderständen gearbeitet werden.

Die französische Nordbahn benutzt ihre elektrisch angetriebenen Spillwinden zum Theil auch zum Schwenken von Drehscheiben durch Einrücken von Zweigtransmissionen. Auf der senkrechten Hauptwelle, unterhalb der Spilltrommel, steht ein Stirnrad im Eingriff mit zwei bis drei losen Übersetzungsrädern zum Antrieb benachbarter Drehscheiben, die in Thätigkeit treten, sobald man die losen Räder durch eine Bovet'sche magnetische Kupplung — Z. d. V. d. I. 1898, S. 691 — mit ihren Wellen und darauf angebrachten Kettennüssen verbindet, deren Kettengerät die zugehörigen Drehscheiben schwenkt.\*)

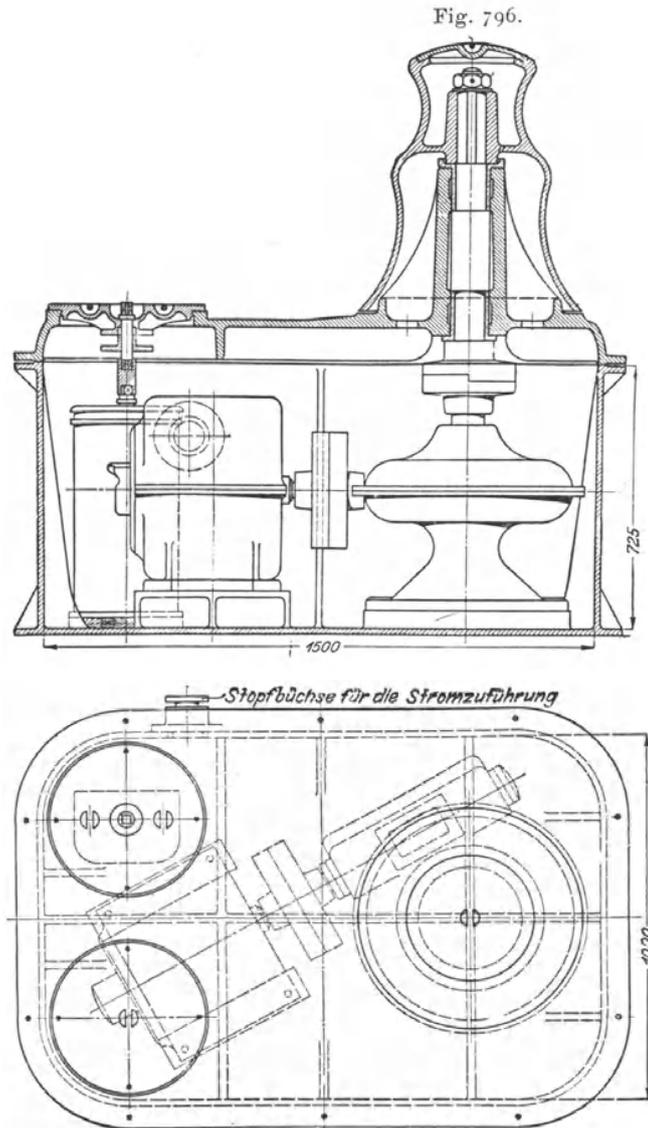
Ähnliche Konstruktionen mit mechanischen Ausrückkupplungen sind auch mehrfach in Deutschland ausgeführt.

Über elektrisch betriebene Spills und Ankerwinden auf Schiffen findet man einige Angaben von Utlemann: Die Verwendung der Elektrizität auf Kriegsschiffen mit Darstellung der Ankerwinden auf dem Panzerschiff „Aegir“. Marine-Rundschau, Februar 1899, S. 144 bis 160.

\*) Engineering, November 1898, S. 579.

**Elektrisches Spill der Benrather Maschinenfabrik, A.-G.)\***

Der Motor mit Schneckengetriebe ist zur günstigsten Raumausnutzung in der Diagonale des vollkommen wasserdichten und nur mit den erforderlichen Zugangsöffnungen versehenen, rechteckigen, gusseisernen Schutzkastens aufgestellt.



Die Spilltrommel ist zweihäufig. Der untere Kopf dient zur Aufnahme des Seiles bei regelrechter Geschwindigkeit und Zugkraft, der obere ausnahmsweise zum Heranziehen grösserer Lasten mit kleinerer Geschwindigkeit.

Das Eigengewicht der Trommel wird durch ihre Nabe auf die mit dem Kastendeckel zusammengewessene und zur Lagerung der senkrechten

\*) Aus dem Bericht des Verfassers über die Düsseldorfer Ausstellung 1902, Z. d. V. d. I. 1902, S. 909.

Welle mit Rothguss ausgebuchste Stützsäule übertragen. Die Welle selbst ist durch eine vorgeschraubte Mutter in der Trommelnabe aufgehängt und mit der darunter stehenden Achse des Schneckenrades nur durch eine Klauenmuffe verbunden. Diese Anordnung gewährt den doppelten Vortheil, dass das Spurlager der Schneckenradachse nur durch das Eigengewicht des Rades belastet wird, und dass nach Entfernung des Verschlussdeckels im Kopf der Spilltrommel und nach Lösen der Wellenkopfmutter die Trommel von der Welle abgestreift werden kann.

Die Schaltwalze wird von oben durch einen Steckschlüssel gesteuert, der auf das Vierkant eines kurzen, im Deckel der einen Einsteigöffnung durch eine Stopfbüchse abgedichteten Zapfens passt, welcher seinerseits wieder durch eine Muffe mit Vierkanten mit der Schalterachse gekuppelt wird. In besonderen Fällen kann der Steuerschalter auch ausserhalb des Getriebekastens in beliebiger Entfernung mit Kabelanschluss aufgestellt werden.

Spills von 2000 kg Zugkraft und mehr erhalten ein zusätzliches Stirnrädervorgelege. Für den vorliegenden Fall ist für 1500 kg Zugkraft und 50 m/min Seilgeschwindigkeit an der grösseren Wickeltrommel ein Hauptstrommotor von 12 PSe mit 875 Uml./min eingebaut. Motor und Steuervorrichtung sind von der Union E.-G. Berlin.

Benrath liefert die Spills von 500 bis 5000 kg Zugkraft mit 80 m/min Zuggeschwindigkeit im ersteren und 15 m im letzteren Fall und entsprechenden Abstufungen für die Zwischengrössen.

### 3. Zahnstangenwinden.

#### Allgemeines über die Verwendung als Wagen- und Schützenwinden.

Die Zahnstangenwinden werden fast ausschliesslich für Handbetrieb zum Heben von Lasten auf geringe Höhen, etwa 330 bis 370 mm, gebaut, da die nutzbare Hubhöhe von der Länge der Zahnstange abhängt, welche die Last aufnimmt. \*) Meist benutzt man diese Winden als tragbare Hebezeuge, als sogenannte Wagenwinden, nach Art der Skizze, Fig. 798, S. 942, zum freien Aufstellen auf dem Erdboden mit Kopf- und Fussklaue an der Zahnstange, um die Last, je nach Beschaffenheit und Lage, unten oder in einem höher liegenden Angriffspunkt fassen zu können. Die Verwendung der Winden zum Aufrichten schwerer Fahrzeuge nach Achs- und Radbrüchen hat ihr den Namen „Wagenwinde“ gegeben; man findet sie aber auch in zahllosen Werkstätten, auf Bauplätzen und bei Montirungen, da sie sowohl zum Heben, wie zum Fortschieben schwerer Lasten gebraucht werden kann und sich bei einer Tragkraft von 5000 bis 20000 kg durch geringes Eigengewicht — etwa 50 bis 100 kg — auszeichnet. Ausserdem lassen sich Zahnstangentriebwerke häufig für Schützenaufzüge benutzen.

Die Gehäuse der Wagenwinden werden theils, wie in Fig. 798, aus Holz mit eisernen Beschlägen, theils, und in neuerer Zeit vorwiegend, wie in der Ausführung von Dickertmann, Fig. 799, skizzirt, aus Blech hergestellt.

E. Wiggershaus in Elberfeld baut doppelwirkende Zahnstangenwinden — D. R. P. 88736 — für staffelförmigen Lasthub, bei denen Zahnstange und Gehäuse durch entgegengesetzten Kurbelantrieb abwechselnd nacheinander zum Heben benutzt werden können, und ein umschaltbares Doppelsperwerk die gehobene Last abfängt. Zuerst wird die Zahnstange im abgestützten

\*) Die S. 480 u. f. beschriebene Anlage der Gepäckaufzüge für den Dresdener Bahnhof von Unruh & Liebig, Taf. 23, liefert ein Beispiel für die sonst ungewöhnliche Anwendung von Zahnstangentriebwerken für grössere Förderhöhen.

Gehäuse, dann das Gehäuse an der durch ein besonderes Passstück abgestützten Zahnstange in die Höhe getrieben, um das Unterklotzen der Last am Ende des einfachen Zahnstangenhubes für grössere Hubhöhen entbehrlich zu machen. Auch bei diesem Verfahren ist die Arbeitsweise nicht ganz einfach und setzt voraus, dass das getrennt mitzuführende Passstück immer zur Hand ist. Vor allem sind aber Bedenken gegen die mangelhaftere Abstützung der Last zu erheben, weil schon bei der gewöhnlichen Benutzung der Zahnstangenwinden mit kurzem Hub nicht selten schwere Unfälle durch Abgleiten der Winde oder der Last eintreten.

G. E. Schmidt und H. Kotthaus in Remscheid steigern den Windenhub auf die doppelte Zahnstangenlänge durch Verwendung von zwei Zahnstangen, von denen die eine in gewöhnlicher Weise aus dem Gehäuse nach oben, die andere umgekehrt nach unten heraustritt und das Gehäuse selbst in die



Fig. 798.

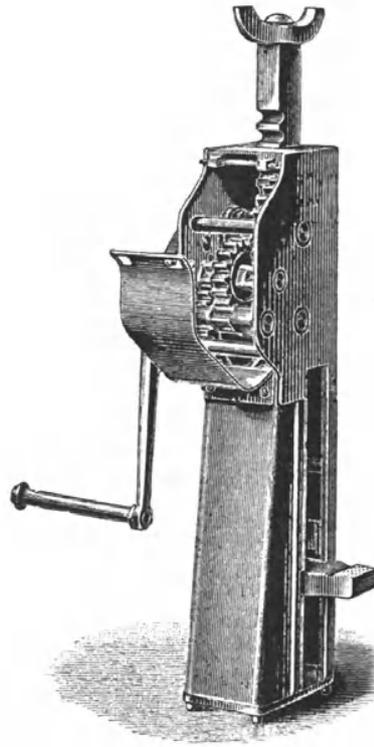


Fig. 799.

Höhe treibt — D. R. P. 101118. Diese Ausführung macht zwar besondere Passstücke entbehrlich, ist aber hinsichtlich der Kippsicherheit ebenfalls bedenklich. Vereinzelt Versuche, Zahnstangenwinden in aufhängbaren Gehäusen zur Bedienung von Werkzeugmaschinen einzuführen, haben keine weitere Verbreitung gefunden, da diese Aufgabe mit Flaschenzügen, welche die Last in jeder Höhe freischwebend festhalten, einfacher und vollkommener gelöst ist.

Zahnstangenwinden für Schleusen und Mühlgräben zum Verstellen und Aufziehen der Fallen sind durch einige Ausführungsbeispiele in den Figuren 800 bis 803 erläutert.\*)

\*) Vergl. Handbuch der Ingenieurwissenschaften IV, 3, Kap. XIII und Riedler, Skizzen zu Lasthebemaschinen.

Die Zahnstange, an der die Falle hängt, wird stets durch hinterliegende Rollen abgestützt. Wenn das Windenwerk, wie in Fig. 800 und 801, nur aus Stirnrädern besteht, ist die gehobene Falle durch ein Sperrrad mit Klinke abzustützen.

Das Triebwerk der Wagenwinden besteht in der Regel nur aus mehrfachen Stirnrädervorgelegen, deren letztes Rad in die als Lastträger dienende Zahnstange eingreift. Man benutzt aber auch als erstes Vorgelege ein Wurmgetriebe mit Schnecke auf der Kurbelwelle. In beiden Fällen tritt das Bestreben in den Vordergrund, die ganze Konstruktion für geringes

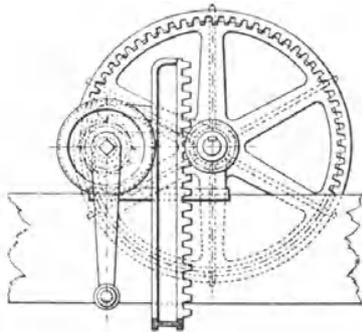


Fig. 800.

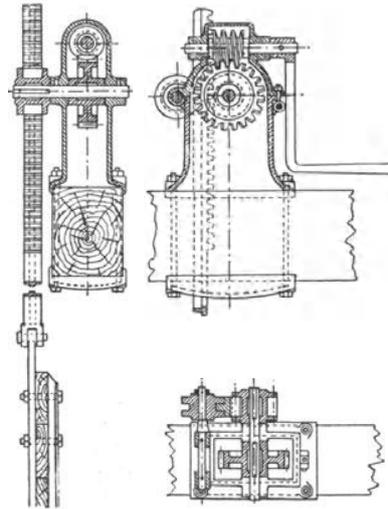


Fig. 802.

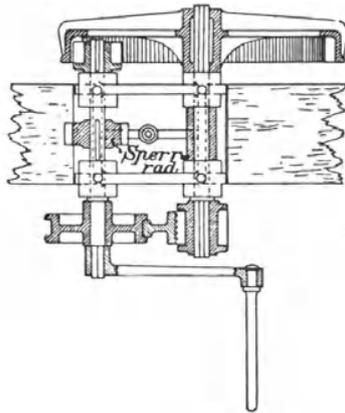


Fig. 801.

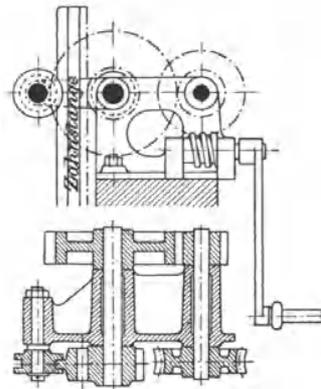


Fig. 803.

Eigengewicht auf möglichst kleine Abmessungen in eine handliche Gehäuseform zusammenzudrängen.

Zu dem Zweck geht man mit den Zähnezahlen der kleinen Trieblinge bis auf vier herab und fräst ihre Zahnprofile unmittelbar in die zugehörigen Wellen ein, Fig. 11 bis 13, Taf. 2, während das Material gleichzeitig bis zu den äussersten, zulässigen Grenzen angestrengt wird, ohne Rücksicht auf die Beschränkung der spezifischen Pressungen zwischen den Zähnen und in den Lagern, deren nachtheilige Folgen man nur durch Härten der Abnutzungsflächen möglichst fern zu halten sucht. Der Übergang zwischen den Stirnenden der Zahnköpfe und dem benachbarten vollen Wellenschaft,

dessen äusserer Durchmesser kleiner ausfällt, als der äussere Zahnkreis, wird durch vierkantige Wellenbunde vermittelt, weil bei frei vorstehenden Zahnköpfen die Kraftdurchleitung in den ausgefrästen Kreuzquerschnitt nur durch den Wellenkern möglich wäre, und damit die Widerstandsfähigkeit der Triebblingsquerschnitte wesentlich herabgesetzt werden würde. Die Triebwerktheile pflegt man aus bestem Holzkohleneisen herzustellen und zum Härten durch Einsetzen zu versthählen.

Genauere Rechnungswerte der auftretenden Anstrengungen lassen sich für die am meisten gefährdeten Achsen nicht aufstellen, da das Verhalten der Kreuzquerschnitte mit gekrümmten Profilen, gegenüber den gleichzeitigen Drehungs- und Biegungskräften im Verein mit dem plötzlichen Querschnittswechsel, beim Übergang der Zahnenden in das volle Wellenmaterial nicht genügend durchforscht ist. Die Verhältnisse gestalten sich ferner dadurch ganz besonders verwickelt, dass bei der Wellendrehung die Hauptträgheitsachsen des Kreuzquerschnitts in den ausgefrästen Strecken mit der Ebene des biegenden Kräftepaars veränderliche Winkel einschliessen, und daher wechselnde Biegungsanstrengungen auftreten, weil sich auch die Lage der Neutralachse mit der Drehung ändert. Zur Zeit können also nur die von bewährten Werkstätten eingeführten Abmessungen als Konstruktionsgrundlagen benutzt werden, welche unter dem äusseren Zwange der Gewichtsbeschränkung bis an die Grenzen der Bruchsicherheit herabgemindert sind. Einen ungefähren Einblick in die Grösse der zugelassenen Anstrengungen gewinnt man aus den leichter zu übersehenden Verhältnissen der Zahnstange und der grösseren Übersetzungsräder, deren Zähne nur auf Biegung beansprucht werden.

Unter der üblichen, für Ritzel mit nur vier Zähnen, bei ihrer kurzen Eingriffdauer 1,2, annähernd zutreffenden Annahme, dass die ganze Last im ungünstigsten Falle am Scheitel eines einzigen Zahnes angreift, — vorausgesetzt, dass nur ein Ritzel in die Zahnstange eingreift — ergeben sich für die Grenzlast rechnerisch Biegungsanstrengungen in der Zahnwurzel der Zahnstange von 3300 bis 3450 kg/qcm.

Der Zahnstangenquerschnitt in den Zahnlücken wird durch den excentrischen Zahneingriff auf Biegung und auf Druck beansprucht. Für die resultirende Anstrengung an dieser Stelle findet man in ausgeführten Winden Spannungen von 1600 bis 2300 kg/qcm zugelassen. Noch ungünstiger gestalten sich die Spannungen in der Zahnstange bei voll belasteter Fussklaue, und deshalb sind Brüche hierbei am häufigsten.

Die spezifische Pressung zwischen den Zahnflanken  $k = \frac{P}{b\bar{t}}$  steigt bis auf 400 kg/qcm. Bis zu derselben Grenze wächst der spezifische Zapfendruck in einzelnen Lagern an, und mit der Biegungsanstrengung der Zapfen geht man theilweise bis auf 900 kg/qcm.

Alle diese Werthe entsprechen Zwangsverhältnissen, die sonst bei Konstruktionen bewegter Triebwerktheile als unstatthaft erachtet werden und selbstverständlich die Lebensdauer der Wagenwinden erheblich beeinträchtigen. In der Praxis gestalten sich die Verhältnisse dadurch zulässig, dass die Winden stets nur für kurze Zeit, selten mit voller Belastung, und meist in grossen Zwischenräumen gebraucht werden.

Das Güteverhältniss der Zahnstangenwinden fällt durch die kleinen Zähnezahlen der Trieblinge und die kleinen Radhalbmesser im Verhältniss zu den Achsenzapfen sehr niedrig aus. Im Mittel darf der Wirkungsgrad der einzelnen Wellen mit vierzähni gem Trieb ling

$$\eta = 0,84 \text{ bis } 0,86$$

gesetzt werden. Der höhere Werth setzt bereits sehr sorgfältige Ausführung voraus.



Das Triebwerk besteht aus drei Wellen mit je vierzähligen Triebblingen und den Theilungen 19 mm, 25 mm, 33 mm, von denen das letzte in die Zahnstange eingreift. Die Zapfendurchmesser der Wellen *A* und *B* betragen 25 mm, für die Welle *C* 33 mm; die beiden Übersetzungsräder haben 18 und 20 Zähne. Das Sperrrad zum Festhalten der Last sitzt hinter der Kurbel ausserhalb des Gehäuses.

Bezeichnet  $P_0$  den ideellen Kurbeldruck,  
 $Q$  die Nutzlast = 6000 kg,  
 $r_1, r_2, r_3$  die Theilkreishalbmesser der Triebblinge, der Reihe nach, von der Kurbelwelle aus,  
 $R_1, R_2$  die zugehörigen Übersetzungsräder,  
 $a$  den Kurbelarm = 260 mm,

$$\text{so ist} \quad P_0 = \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2} \cdot \frac{r_3}{a} Q$$

$$\text{und mit} \quad \frac{r_1}{R_1} = \frac{4}{18}, \quad \frac{r_2}{R_2} = \frac{4}{20} \quad \text{sowie} \quad r_3 = 21 \text{ mm,}$$

$$P_0 = \sim 21,5 \text{ kg.}$$

Mit dem Wirkungsgrad der einzelnen Triebwellen,  $\eta = 0,86$ , berechnet sich der Kurbeldruck

$$P = \frac{21,5}{0,86^3} \sim 34 \text{ kg.}$$

#### Eiserne Patent-Sicherheitswinden von Gebr. Dickertmann in Bielefeld.

D.R.P. 10216 und 23522.

##### $\alpha$ . Wagenwinde mit Stirnrädergetriebe für 10000 kg.

Die Winde, Taf. 2, Fig. 5 bis 7, von Gebr. Dickertmann unterscheidet sich von der Grafenstadener Konstruktion zunächst inbezug auf das Gehäuse durch die bequemere Zugänglichkeit der inneren Theile. Die Verschlussplatte ist hier in Form einer Blechhaube auf der Seite angebracht und kann nach Entfernung des oberen Vorsteckkeils um die unteren Gelenkbänder herabgeklappt werden, wie Fig. 799, S. 942, veranschaulicht, ohne irgend welche anderen Theile des Triebwerks wegzunehmen. Im übrigen ist auch hier das Gehäuse in der Hauptsache aus einer einzigen, kastenförmig zusammengebogenen Blechtafel gebildet. Vorder- und Rückwand sind gegeneinander mittelst durchgreifender Stehbolzen versteift, deren Köpfe auf der Fussklauenseite versenkt sind, um der aufsteigenden Last keinerlei hindernde Vorsprünge zu bieten. Die Zahnstange wird zwischen Widerlagwalzen geführt. Beachtenswerth ist die Bauweise des Räderwerks mit zwei gleichzeitig in die Zahnstange eingreifenden Triebblingen, die, untereinanderliegend, von der mittleren Vorgelegewelle aus gedreht werden. Hierfür ist auch diese Welle mit doppelten Triebblingen ausgerüstet, von denen das eine in das Übersetzungsrad der oberen Lastwelle, das andere in das der unteren eingreift. Die Konstruktion ist bei der symmetrischen Lage der Zweigtriebwerke bequem im Gehäuse unterzubringen und gestattet für die Triebwerktheile, welche nur je die halbe Kraft fortzuleiten haben, wie für die Zahnstangentheile, entsprechende schwächere Abmessungen, als für die gewöhnliche Anordnung mit einfachem Zahnstangen-triebbling.

Die Abmessungen des Räderwerks ergeben sich unter Beachtung der Numerierung, welche in der Figur zum Unterscheiden der einzelnen Räder gewählt ist, aus der nachstehenden Übersicht.

Theilkreisdurchm.	Zähnezahlen	Theilung	Zahnbreite	Zapfendurchm.	Zapfenlänge
$d_1 = 25$ mm	$z_1 = 4$	} $t_1 \sim 19,5$ mm	$b_1 = 32$ mm	} 25 mm	} 18 mm
$d_2 = 125$ "	$z_2 = 20$		$b_2 = 24$ "		
$d_3 = 28,5$ "	$z_3 = 4$	} $t_3 \sim 22,25$ "	$b_3 = 28$ "	} 25 "	} 18 "
$d_4 = 171$ "	$z_4 = 24$		$b_4 = 22$ "		
$d_5 = 40$ "	$z_5 = 4$	} $t_5 \sim 32,0$ "	$b_5 = 53$ "	} 35 "	} 22 "
Zahnstange	—		$b = 40$ "		

Fig. 11 bis 13, Taf. 2, stellen die Triebflingsquerschnitte in natürlicher Grösse dar und lassen erkennen, dass durch Abrunden der Zahnecken die scharfen Kanten beseitigt sind, welche sonst unter dem hohen Druck hobelnd wirken würden.

Setzen wir, wie früher, den Wirkungsgrad den einzelnen Triebwellen je = 0,86, so ist der erforderliche Kurbeldruck zum Aufwinden der Grenzlast von 10000 kg bei 300 mm Kurbelarmlänge

$$P = \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{20}{300} \cdot \frac{10000}{0,86^3} \sim 35 \text{ kg.}$$

Wir erhalten ferner die Zahndrucke unter Berücksichtigung der Triebwerk-widerstände und unter der Annahme, dass durch die Zweigtriebwerke je genau die halbe Kraft durchgeleitet wird:

zwischen der Zahnstange und den Triebflingen V zu 5000 kg,

zwischen den Rädern III und IV zu  $\frac{10000}{2} \cdot \frac{40}{171} \cdot \frac{1}{0,86} = 1360$  kg,

zwischen den Rädern I und II zu  $\frac{35 \cdot 300}{12,5} = 840$  kg.

Dem entsprechen für die ausgeführten Abmessungen die spezifischen Drucke  $k$  zwischen den Zahnflanken und die Biegungsanstressungen der Zähne beim Angriff der Kräfte im Zahnscheitel

an der Zahnstange  $k = 400$  kg,  $k_b = 3455$  kg/qcm,

am Rade IV  $k = 300$  kg,  $k_b = 2550$  kg/qcm,

am Rade II  $k = 175$  kg,  $k_b = 1700$  kg/qcm.\*)

Wenn man die beiden Zahnstangentriebräder so gegeneinander versetzt, dass das eine mit dem Zahnkopf, das andere gleichzeitig mit dem Zahnfuss in die Zahnstange eingreift, so überträgt sich, bei der elastischen Durchbiegung des Kopfes, unter dem Einfluss des grösseren Biegemomentes, der grössere Theil der Last auf den Zahnfuss der anderen Eingriffsstelle, dessen tragender Querschnitt mit dem kürzeren Hebelarm selbst bei grösserem Belastungsantheil verhältnissmässig gering angestrengt bleibt. Hiernach wird der Rechnungswert 3455 kg/qcm, der gleichzeitigen Eingriff beider Zahnköpfe voraussetzt, in Wahrheit nicht erreicht, und der Doppelangriff erhöht die Sicherheit unzweifelhaft wesentlich.

Bei voller Belastung der Fussklaue würde im Zahnstangenschaft die Biegungsanstressung  $\sigma_b = \frac{10000 \cdot 12,5 \cdot 6}{4^3 \cdot 5,6} = 8370$  kg/qcm und die unmittelbare Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{10000}{4 \cdot 5,6} = 445 \text{ kg/qcm betragen, also eine resultirende Spannung}$$

von 8815 kg/qcm auftreten. Im Betrieb wird diese Anstrengung nicht voll erreicht, weil sich bei eintretender Durchbiegung die Fussklaue gegen das Gehäuse legt und abstützt. In den neueren Ausführungen sind die Querschnitte verstärkt. — Siehe Tabelle S. 948.

Die Firma liefert die Wagenwinden, statt mit gewöhnlicher Kurbel und einfachem Sperrrade, auch mit ihrer, S. 262 beschriebenen, patentirten Sicherheitskurbel.

#### $\beta$ . Wagenwinde mit Schneckenradvorgelege für 10000 kg.

Die Wagenwinde, Fig. 8 bis 10, Taf. 2, unterscheidet sich von der vorstehenden im wesentlichen nur dadurch, dass die erste Übersetzung von

\*) Die Biegungsanstressungen sind nach den ausgeführten Zahnprofilen durch Aufsuchen des gefährlichen Querschnitts berechnet, der bei den Eckausrundungen der Zahnflanken stets in einiger Entfernung von der Zahnwurzel zu liegen pflegt.

der Kurbelwelle aus, statt durch Stirnräder, mittelst Wurmgetriebes ausgeführt ist.

Die Abmessungen des Triebwerks sind übereinstimmend mit der Numerierung der Räder in der Zeichnung nachstehend zusammengestellt.

Theilkreisdurchm.	Zähnezahl	Theilung	Zahnbreite	Zapfendurchm.	Zapfenlänge
$d_1 = 29$ mm	$z_1 = 4$	} 22,6 mm	} 22 mm	32 mm	22 mm
$d_2 = 115$ "	$z_2 = 16$				
$d_3 = 33$ "	$z_3 = 4$	} 31,4 "	} 40 "	32 "	20 "
Zahnstange	—				

Schneckenraddurchmesser 111 mm, Breite 25 mm, Zähnezahl 12 mm, Theilung 29 mm.

Ausserer Schneckendurchmesser 55 mm, Kerndurchmesser 30 mm, Theilkreisdurchmesser 52,2 mm, mittlerer Steigungswinkel  $\alpha = 10^\circ$ .

Für den Wirkungsgrad des Schneckentriebwerks

$$\eta_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} \text{ folgt, falls man den Reibungswinkel } \varrho = 6^\circ \text{ annimmt,}$$

$$\eta_1 = 0,61.$$

Der Wirkungsgrad der beiden Zahnradwellen I und III ist zu je 0,86 anzunehmen und damit das Güteverhältniss des ganzen Triebwerks

$$\eta = 0,61 \cdot 0,86^2 = 0,45.$$

Bei der Veränderlichkeit der Reibungskoeffizienten kann sich der Wirkungsgrad bis auf 0,5 und mehr erhöhen. Mit Rücksicht hierauf ist auch bei dieser Winde auf die Kurbelwelle ein Sperrrad gesetzt, das die Gefahr des selbstthätigen Rücklaufs mit Sicherheit ausschliesst.

Für 280 mm Kurbelarmlänge wird der Kurbeldruck  $P$  zum Aufwinden der Grenzlast nach der Gesamtübersetzung und mit dem Wirkungsgrad  $\eta = 0,45$

$$P = \frac{1}{12} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{19}{280} \cdot \frac{10000}{0,45} \sim 31,5 \text{ kg.}$$

Die Anstrengungen der einzelnen Triebwerktheile entsprechen ungefähr den für die andere Konstruktion angegebenen Werthen. Die Biegungsspannung der Zahnstange ist bei vollbelasteter Fussklaue, trotz der noch geringeren Querschnittsgrösse, durch die Widerlagrolle unmittelbar hinter der Klaue beschränkt, deren Rückdruck ein zweites Biegemoment mit entgegengesetztem Drehsinn zum Lastmoment hervorruft.

Der spezifische Flächendruck im Schneckengetriebe erreicht unter voller Belastung der Winde mit etwa 150 kg/qcm einen Werth, der ebenso, wie die sonstigen, aussergewöhnlich hohen Kraftwerthe nur für die Zwangsverhältnisse der Wagenwinden zugelassen wird und sicher zu schneller Zerstörung führen muss, wenn man die Winde häufig für die Grenzlast benutzt.

Die hauptsächlichsten Masse der verschiedenen Windengrössen finden sich in nachstehender Tabelle.

Eiserne Patent-Sicherheitswinden von Gebr. Dickertmann in Bielefeld.

A. Schneckenantrieb				B. Räderantrieb					
Kilo 5000	10000	15000	20000	} geprüfte Tragkraft }	5000	10000	15000	20000	Kilo
mm 57×38	65×45	67×47	74×56		Zahnstangenstärke	65×35	75×45	80×50	85×55
" 760	850	900	955	Windenhöhe einschl. Horn	760	850	900	950	"
" 340	350	360	350	Hubhöhe	360	340	360	360	"
Kilo 45	70	78	105	Eigengewicht	55	75	90	110	Kilo

G. Schober in Augsburg verwendet für das Gehäuse der Zahnstangenwinden statt der üblichen Windenschäfte aus Blech ]-Eisen und erreicht damit bei gesteigerter Widerstandsfähigkeit auch noch etwas vermindertes Eigengewicht.

	Seite
Drehschieber für hydraulische Spillwinden von Gruson . . . . .	933
Hahnsteuerung für hydraulische Spills von C. Hoppe . . . . .	933
Ventilsteuerungen für hydraulische Spills von R. Dinglinger . . . . .	934
δ. Spillwinden mit elektrischem Betrieb . . . . .	936
Spill für den Hafen in Heilbronn, ausgeführt von der Maschinenfabrik Esslingen . . . . .	936
Spill von E. Becker in Berlin und der Union, Electricitäts-Gesellschaft in Berlin . . . . .	937
Spill der Benrather Maschinenfabrik . . . . .	940
<b>3. Zahnstangenwinden . . . . .</b>	<b>941</b>
Allgemeines über die Verwendung als Wagen- und Schützenwinden	941
Wagenwinde für 6000 kg der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft zu Grafenstaden . . . . .	945
Eiserne Patent-Sicherheitswinden von Gebr. Dickertmann in Bielefeld.	946
α. Wagenwinde mit Stirnrädergetriebe für 10000 kg . . . . .	946
β. Wagenwinde mit Schneckenradvorgelege für 10000 kg . . . . .	947

— — — — —

**Die alphabetisch geordneten Namen- und Sachregister für das ganze Werk sind am Schluss des zweiten Bandes eingefügt.**

— — — — —

**Berichtigung.**

Bd. I S. 48 u. 864 lies in den Fussnoten Wellman-Seaver statt Leaver.

Bd. I S. 611 Z. 25 von oben lies Butz & Litz statt Seitz.

Bd. I S. 789 letzte Zeile von unten lies:  $V^1 = V + \frac{Q_1 + Q_2}{l} x - Q_1$  . . . . . **483.**