



# Die Förderung von Massengütern

Von

**Georg v. Hanffstengel**

a. o. Professor an der Technischen Hochschule  
Charlottenburg

Erster Band

Bau und Berechnung der  
stetig arbeitenden Förderer

Dritte, umgearbeitete und vermehrte Auflage

Mit 531 Textfiguren



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1921

ISBN 978-3-662-01960-3      ISBN 978-3-662-02256-6 (eBook)  
DOI 10.1007/978-3-662-02256-6

Alle Rechte,  
insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten  
Copyright 1921 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg.  
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1921.  
Softcover reprint of the hardcover 3rd edition 1921

## Aus dem Vorwort zur ersten Auflage.

Die Ausbreitung und technische Vervollkommnung der Förderanlagen hat sich so rasch vollzogen, daß die Literatur mit der Praxis nicht hat Schritt halten können. Statt daß, wie es sonst in Deutschland zu geschehen pflegt, beim Auftauchen der ersten bahnbrechenden Erfindungen sich die Theorie des neuen Gegenstandes sofort bemächtigt hätte, machte hier die sich überstürzende Entwicklung auch nur eine schulgerechte Ordnung des Stoffes bisher unmöglich. Die Literatur hat sich im wesentlichen auf eine mehr oder minder regellose Beschreibung der jeweils im Vordergrund des Interesses stehenden Neuerungen beschränkt, wenn auch verschiedene Einzelgebiete, z. B. der Bau von Verladekränen, eine gründlichere, systematische Behandlung erfahren haben. Unter diesen Umständen hoffe ich, daß meine Arbeit einem wirklichen Bedürfnis abhelfen wird. Sie soll dem Praktiker bei der Erweiterung und logischen Einordnung seiner Kenntnisse sowie der richtigen Nutzbarmachung seiner Erfahrungen zur Seite stehen und wird hoffentlich auch für den Unterricht an technischen Lehranstalten ein brauchbares Hilfsmittel abgeben.

Der erste Band behandelt die stetige Förderung, Gegenstand des zweiten wird die unstetige Förderung — Förderung in Einzelmengen — sein. Bei der Einteilung des Stoffes sind durchweg praktische Gesichtspunkte maßgebend gewesen. Die Einteilung nach den Förderrichtungen — wagerecht, senkrecht, vereinigt —, die meinen Arbeiten in Dingers polytechnischem Journal (1902 bis 1904) zugrunde lag und die auch in der 19. Auflage der „Hütte“ (1905) Anwendung gefunden hat, erscheint zwar theoretisch richtig, ist aber für ein Konstruktionshandbuch zu verwerfen, weil sie zuweilen die allernächst verwandten Bauarten voneinander trennt. Nicht einmal die beibehaltene Haupteinteilung in stetig und unstetig arbeitende Förderer ist in dieser Beziehung völlig einwandfrei.

Bei der Auswahl und Behandlung des Stoffes und besonders bei Ausführung der Zeichnungen habe ich mich bemüht, das jeweils Wesentliche einer Konstruktion vom Unwesentlichen zu trennen,

und daher vielfach schematische Skizzen an Stelle von Konstruktionszeichnungen verwandt, jedoch unter Beibehaltung der richtigen Verhältnisse, damit sich das Auge nicht an falsche Formen gewöhnt. Ich glaube, daß dieses Vorgehen für die Verständlichkeit des Buches von Vorteil ist und dem Praktiker das Auffinden des Gesuchten erleichtert. Übrigens drängt die Natur des Gegenstandes auf eine solche Behandlungsweise hin.

Verschiedene schematische Figuren sind aus meinen früheren Arbeiten in die „Hütte“ übergegangen, ohne daß — wegen Mangels an Raum — in jedem Falle die Quelle ausdrücklich genannt wäre. Ich hebe dies besonders hervor, um dem Vorwurf zu entgehen, daß ich Originalfiguren der „Hütte“ in meiner jetzigen Arbeit benutzt hätte.

Bezüglich des Titels des Buches habe ich noch zu bemerken, daß sich der Ausdruck „Massengüter“ nicht nur auf körnige und stückige Stoffe bezieht, sondern allgemein auf Güter, die sich aus massenhaft vorkommenden, gleichartigen Bestandteilen zusammensetzen. Dementsprechend ist in meiner Arbeit auch die Förderung von Säcken, Kisten, Ballen, Brettern u. dgl. behandelt worden, zumal sie mit denselben oder ähnlichen Mitteln durchzuführen ist wie der Transport körniger Stoffe.

Den Firmen, welche die Freundlichkeit hatten, mich bei dieser und bei meinen früheren Arbeiten durch Überlassung von Zeichnungen und durch Mitteilungen irgendwelcher Art zu unterstützen, sei an dieser Stelle verbindlichst gedankt.

Leipzig, im März 1908.

---

## Vorwort zur zweiten Auflage.

Zu meiner Freude hat die Einteilung und Behandlung des Stoffes, wie sie der ersten Auflage zugrunde lag, durchweg Zustimmung gefunden, so daß es bei der Bearbeitung der zweiten Auflage nicht erforderlich war, hierin erhebliche Änderungen vorzunehmen. Die Zahl der Kapitel ist allerdings auf 18 angewachsen, da es notwendig schien, in einem besonderen Abschnitt solche Förderer zu behandeln, die eine größere Bedeutung bisher nicht haben, in einzelnen Sonderfällen jedoch eine einfache Lösung einer schwierigen Aufgabe ermöglichen oder auch in Zukunft vielleicht allgemeinerer Wichtigkeit gewinnen können. Es handelt sich namentlich um Wurfförderer und Förderräder.

Im übrigen sind die Neuerungen berücksichtigt worden, die in den letzten Jahren hervorgetreten sind. Auch war es möglich, ver-

schiedene in der ersten Auflage noch vorhandene Lücken auszufüllen, namentlich bezüglich Berechnung des Kraftverbrauches der Förderer. Wichtige Unterlagen hierfür gaben die Versuche, die aus den Mitteln des Vereines deutscher Ingenieure und der Jubiläumsstiftung der deutschen Industrie von mir ausgeführt sind<sup>1)</sup>).

Das Interesse an den modernen Förderanlagen in praktischer und theoretischer Hinsicht ist erfreulicherweise in den letzten Jahren ganz außerordentlich gestiegen und auch heute noch in raschem Wachsen begriffen. Ich hoffe, daß mein Buch gerade in dieser Zeit schnell fortschreitender Entwicklung und Anwendung seine Aufgabe, ein brauchbarer, klarer Wegweiser durch die unendlich vielgestaltige Transporttechnik zu sein, weiter erfüllen und sowohl dazu dienen möge, Fernstehende einzuführen, als auch bei Fachleuten Fehler zu verhüten oder irrtümliche Anschauungen zu berichtigen.

Quasnitz-Lützschena, im Juli 1913.

---

## Vorwort zur dritten Auflage.

Seit dem Erscheinen der zweiten Auflage hat sich die Förder-technik erheblich weiter entwickelt; u. a. hat die Förderung von Massengütern im Wasser- und im Luftstrom große Fortschritte gemacht. Die vorliegende Neuauflage ist dem durch eine gründliche Überarbeitung, insbesondere durch die Hinzufügung vieler neuer Abbildungen gerecht geworden. Manches Veraltete konnte dafür fortgelassen werden.

Bezüglich der Entwicklung der Fördertechnik im allgemeinen lassen sich heute etwa die folgenden drei leitenden Gesichtspunkte herauschälen:

1. Weitestgehende Ersparnis an Bedienung.
2. Rasche Bewältigung größter Massen.
3. Erweiterung des Anwendungsgebietes der mechanischen Förderung durch Einführung beweglicher Förderer.

Die Anwendung beweglicher Förderer ist ganz besonders kennzeichnend. Auch da, wo man bisher von mechanischer Förderung absehen zu müssen glaubte, weil die Verladevorgänge sich an vielen getrennten Plätzen abspielten oder über einen größeren Raum verteilen, ist es durch die Ausbildung fahrbarer Bänder, Becherwerke usw. vielfach gelungen, die Handarbeit in wirtschaftlicher Weise zu ersetzen.

---

<sup>1)</sup> Vergl. „Forschungsarbeiten“, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, Heft 145.

Die Entwicklung in der Richtung großer Leistungen entspricht der Entwicklung der Industrie im allgemeinen, zeigt aber gleichzeitig, daß man mehr und mehr die Wichtigkeit derjenigen Einflüsse schätzen lernt, die sich nicht ohne weiteres in Zahlen ausdrücken lassen<sup>1)</sup> — vor allem den Vorteil einer von Stockungen freien Entladung und raschen Abfertigung der ankommenden und abgehenden Eisenbahnwagen und Schiffe.

Wenn auch im großen und ganzen die Erkenntnis der Wichtigkeit des Förderproblems mehr Allgemeingut geworden ist als bisher, so ist doch noch nicht genügend erkannt, daß beim Neubau einer Fabrik die Frage der Förderung die eigentlich entscheidende Frage zu sein pflegt, und ich möchte daher an dieser Stelle aus dem Vorwort zur zweiten Auflage von „Billig Verladen und Fördern“ die folgenden Worte wiederholen und besonders unterstreichen:

„Soweit die Errichtung neuer Gebäude in Frage kommt, sollte der (die Fördereinrichtung) projektierende Ingenieur immer vor Festlegung des Gesamtentwurfes und vor Festlegung des Arbeitsplanes herangezogen werden. Denn die Aufgabe, die beim Entwurf der Förderanlage gelöst werden muß, betrifft oft weniger die Auswahl eines geeigneten Fördermittels, als die zweckmäßige Anordnung der Gesamtanlage und die richtige Organisation des Betriebes nach dem Gesichtspunkt einfachster und billigster Beförderung der Rohstoffe und der Erzeugnisse.“

Der Nichtbeachtung dieser Gesichtspunkte sind die meisten Mängel bei bestehenden Förderanlagen zuzuschreiben.

---

<sup>1)</sup> Vergl. v. Hanffstengel, Billig Verladen und Fördern, 2. Auflage. Berlin 1919. Verlag von Julius Springer.

Charlottenburg, im April 1921.  
Ahornallee 50.

G. v. Hanffstengel.

# Inhaltsverzeichnis.

|  |       |
|--|-------|
| Allgemeines.   | Seite |
| a) Abkürzungen und Bezeichnungen . . . . .   | 1     |
| b) Grundformeln . . . . .  | 2     |
| c) Raumgewichte . . . . .  | 3     |
| d) Vergleichstafel für englisches und metrisches Maß . . . . .                             | 4     |
| <b>I. Die Förderer mit Zugmittel.</b>  |       |
| A. Gemeinsame Einzelheiten.  |       |
| 1. Abschnitt. Die Zugmittel . . . . .  | 5     |
| a) Ketten . . . . .  | 5     |
| b) Seile . . . . .   | 21    |
| c) Gurte . . . . .   | 22    |
| 2. Abschnitt. Die Unterstützung des Förderers . . . . .                                    | 24    |
| 3. Abschnitt. Der Antrieb . . . . .  | 30    |
| 4. Abschnitt. Die Spannvorrichtungen . . . . .   | 41    |
| a) Vorrichtungen zum Nachspannen von Hand . . . . .  | 41    |
| b) Selbsttätige Spannvorrichtungen . . . . .   | 45    |
| B. Bau und Berechnung der Förderer.  |       |
| 5. Abschnitt. Kratzer und Schlepper . . . . .  | 48    |
| a) Bauart von Mitnehmern und Rinne . . . . .   | 48    |
| b) Aufgabe und Abwurf . . . . .  | 60    |
| c) Allgemeine Anordnung . . . . .  | 62    |
| d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . . . . .                       | 64    |
| e) Anwendbarkeit . . . . .   | 73    |
| 6. Abschnitt. Förderbänder aus biegsamen Stoffen . . . . .                                 | 76    |
| a) Gurte und Rollen . . . . .  | 76    |
| b) Aufgabe und Abwurf . . . . .  | 86    |
| c) Allgemeine Anordnung . . . . .  | 91    |
| d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . . . . .                       | 99    |
| e) Anwendbarkeit . . . . .   | 106   |
| 7. Abschnitt. Gliederbänder . . . . .  | 107   |
| a) Ausführung . . . . .  | 107   |
| b) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . . . . .                       | 120   |
| c) Anwendbarkeit . . . . .   | 123   |
| 8. Abschnitt. Becherwerke mit festen Bechern . . . . .                                     | 127   |
| a) Wahl der Becherform mit Rücksicht auf Gesamtanordnung, Füllung und Entleerung . . . . . | 127   |
| b) Die Ausführung der Becher und ihre Befestigung am Zugmittel . . . . .                   | 140   |



|   | Seite |
|---|-------|
| c) Das Elevatorgestell . . . . .  | 146   |
| d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . .                    | 155   |
| e) Anwendbarkeit . . . . .  | 164   |
| 9. Abschnitt. Pendelbecherwerke . . . . .   | 171   |
| a) Das einfache Kettenbecherwerk . . . . .  | 172   |
| b) Pendelbecherwerke mit Spaltüberdeckung . . . . .                               | 179   |
| c) Raumbewegliche Pendelbecherwerke . . . . .                                     | 181   |
| d) Das Seilbecherwerk von Bradley . . . . .                                       | 185   |
| e) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . .                    | 187   |
| f) Anwendbarkeit . . . . .  | 191   |
| <b>II. Die Förderer ohne Zugmittel.</b>   |       |
| 10. Abschnitt. Rollenförderer . . . . .   | 198   |
| a) Förderer mit Rollenantrieb . . . . .   | 198   |
| b) Rollbahnen als Schwerkraftförderer . . . . .                                   | 200   |
| 11. Abschnitt. Schnecken und Spiralen . . . . .                                   | 206   |
| a) Ausführung . . . . .   | 206   |
| b) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . .                    | 212   |
| c) Anwendbarkeit . . . . .  | 215   |
| 12. Abschnitt. Förderrohre . . . . .  | 217   |
| a) Ausführung . . . . .   | 217   |
| b) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . .                    | 218   |
| c) Anwendbarkeit . . . . .  | 219   |
| 13. Abschnitt. Schwingeförderrinnen . . . . .                                     | 220   |
| a) Wirkungsweise der Schüttelrinnen . . . . .                                     | 220   |
| b) Ausführung der Schüttelrinnen . . . . .  | 228   |
| c) Wirkungsweise der Propellerrinne von Marcus . . . . .                          | 231   |
| d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs . .                    | 237   |
| e) Anwendbarkeit . . . . .  | 245   |
| 14. Abschnitt. Förderung mit Hilfe von Wasser und Luft . . . .                    | 247   |
| 15. Abschnitt. Verschiedene, seltener angewandte Förder-<br>verfahren . . . . .   | 268   |
| a) Schubrinnen . . . . .  | 268   |
| b) Förderräder . . . . .  | 268   |
| c) Wurfförderung . . . . .  | 271   |
| <b>III. Hilfsvorrichtungen.</b>   |       |
| 16. Abschnitt. Hilfsmittel für die Zu- und Abführung des<br>Fördergutes . . . . . | 273   |
| a) Rohre und Rinnen . . . . .   | 273   |
| b) Verschlüsse . . . . .  | 276   |
| c) Selbsttätige Aufgabevorrichtungen . . . . .                                    | 289   |
| d) Selbsttätige Ausrückvorrichtungen . . . . .                                    | 297   |
| 17. Abschnitt. Wägevorrichtungen . . . . .  | 298   |
| -----   |       |
| Verzeichnis vorhandener Literatur . . . . .                                       | 302   |
| Verzeichnis der im Buche genannten Firmen . . . . .                               | 303   |
| Sachverzeichnis . . . . .   | 305   |
| -----   |       |

# Allgemeines.

## a) Abkürzungen und Bezeichnungen.

|          |   |
|----------|---|
| st       | == Stunde.  |
| min      | == Minute.  |
| sek      | == Sekunde.   |
| KW       | == Kilowatt.  |
| PS       | == Pferdestärke.  |
| $t$      | == Zeit in sek.   |
| $s$      | == Weg in m.  |
| $v$      | == (Mittlere) Geschwindigkeit in m/sek.   |
| $\nu$    | == Beschleunigung in m/sek <sup>2</sup> .   |
| $g$      | == 9,81 m/sek <sup>2</sup> == Beschleunigung des freien Falles.   |
| $n$      | == Anzahl der Umdrehungen in der Minute (u/min).  |
| $\omega$ | == Winkelgeschwindigkeit in der Sekunde.  |
| $\gamma$ | == Spezifisches Gewicht oder Raumgewicht in t/cbm.  |
| $\mu$    | == $\text{tg } \varrho$ == Reibungskoeffizient der Bewegung.  |
| $\mu_0$  | == $\text{tg } \varrho_0$ == Reibungskoeffizient der Ruhe.  |
| $V$      | == Förderleistung in cbm/st.  |
| $Q$      | == $\gamma \cdot V$ == Förderleistung in t/st.  |
| $L$      | == Förderlänge (bei ansteigenden Förderern in der Steigung, nicht wagerecht, gemessen).   |
| $H$      | == Hubhöhe.   |
| $f$      | == Querschnitt des geförderten Materialstromes bei gleichmäßiger Verteilung des Materials auf die Förderlänge, in qm.   |
| $q$      | == $1000 \cdot \gamma \cdot f$ == Belastung des Förderers in kg/lfd. m.   |
| $q_0$    | == Leergewicht des Förderers in kg/lfd. m.  |
| $l$      | == Teilung des Zugmittels in m.   |
| $a$      | == Abstand der Förderelemente in m.   |
| $i$      | == Inhalt eines Förderelementes oder die auf ein Förderelement entfallende Materialmenge, in l.   |
| $w$      | == Widerstandskoeffizient, d. h. der Widerstand, den die Gewichtseinheit der Bewegung entgegengesetzt.  |
| $N$      | == Gesamtarbeitsverbrauch des Förderers, gemessen an der Hauptantriebswelle, in PS.   |
| $z$      | == Kraftverbrauchskoeffizient, d. h. der auf die Gewichtseinheit des Fördergutes entfallende Teil des Gesamtwiderstandes des Förderers, gemessen an der Hauptantriebswelle. |

$S$  = Ketten-, Seil- oder Gurtspannung in kg.

$\sigma, \sigma_z, \sigma_b$  = Spannung, Zugspannung, Biegungsspannung in kg/qcm.

$k, k_z, k_b$  = Flächenpressung, größte Zugspannung, größte Biegungsspannung in kg/qcm.

$\alpha = \frac{1}{E}$  = Elastizitätskoeffizient =  $\frac{1}{\text{Elastizitätsmodul}}$ .

$\Theta$  = Trägheitsmoment in cm<sup>4</sup>.

### b) Grundformeln.

Bei gleichmäßiger Verteilung des Materials auf die Förderlänge bestehen die Beziehungen:

$$V = 3600 \cdot f \cdot v \text{ (cbm/st)} \dots \dots \dots (1)$$

$$Q = \gamma \cdot V = \frac{3600 \cdot q \cdot v}{1000} = 3,6 q \cdot v \text{ (t/st)} \dots \dots \dots (2)$$

Bei Förderern mit einzelnen Fördererelementen ist die auf 1 m entfallende Belastung

$$\frac{i}{a} \gamma \text{ in kg,}$$

also

$$Q = 3,6 \frac{i}{a} \gamma \cdot v \text{ (t/st)} \dots \dots \dots (3)$$

Die Kenntnis des Widerstandskoeffizienten  $w$  ist nötig zur Bestimmung der Bewegungswiderstände und des Kraftbedarfs eines Förderers. Beispielsweise berechnet sich bei einem gradlinig und wagerecht sich erstreckenden Förderer der auf die Nutzlast, ohne Aufgabewiderstände u. dgl., entfallende Teil des Arbeitsverbrauchs, wenn dafür der Widerstandskoeffizient  $w$  bekannt ist, folgendermaßen:

$$\text{Widerstand } W = w \cdot q \cdot L \text{ (kg),}$$

also der entsprechende Teil des Kraftverbrauches

$$N = \frac{w \cdot q \cdot L \cdot v}{75} = \frac{w \cdot Q \cdot L}{3,6 \cdot 75} = \frac{w \cdot Q \cdot L}{270} \text{ (PS)} \dots \dots \dots (4)$$

Bei senkrechter Hebung ist

$$w = 1, \quad L = H,$$

also die reine Hubleistung:

$$N = \frac{Q \cdot H}{270} \dots \dots \dots (5)$$

Der Gesamtkraftverbrauch ergibt sich durch Addition der Einzelwerte.

Ist der Koeffizient  $\kappa$  bekannt<sup>1)</sup>, so tritt dieser in Gleichung (4)

<sup>1)</sup> Es wäre vielleicht einfacher gewesen, an Stelle von  $\kappa$  den Kraftverbrauch für 1 t Stundenleistung und 1 m Förderweg einzuführen, etwa als spe-

an die Stelle von  $w$ , und es ergibt sich der Kraftverbrauch für Nutzlast und tote Last, bezogen auf die Hauptantriebswelle, als:

$$N = \frac{\alpha \cdot Q \cdot L}{270} \dots \dots \dots (6)$$

Die im Text angegebenen Werte für den Kraftverbrauchs-koeffizienten sind nur als Durchschnittswerte anzusehen, die eine schnelle Überschlagsrechnung ermöglichen sollen.

**c) Raumbewichte** (kg/l oder t/cbm).

$\alpha$ ) Baustoffe.

|  |               |
|--|---------------|
| Flußeisen . . . . .                      | 7,85          |
| Schweißeisen . . . . .                   | 7,8           |
| Gußeisen . . . . .                       | 7,25          |
| Bronze . . . . .                         | 7,4 bis 8,9   |
| Beton . . . . .                          | 1,80 bis 2,45 |
| Eiche, lufttrocken . . . . .             | 0,93 bis 1,28 |
| Fichte (Rottanne), lufttrocken . . . . . | 0,35 bis 0,60 |
| Kiefer (Föhre), lufttrocken . . . . .    | 0,31 bis 0,76 |
| Ziegelmauerwerk, trocken . . . . .       | 1,42 bis 1,46 |

$\beta$ ) Fördermaterialien.

|   |               |
|---|---------------|
| Roggen, geschüttet . . . . .                  | 0,68 bis 0,79 |
| Weizen, „ . . . . .                           | 0,7 bis 0,8   |
| Gerste, „ . . . . .                           | 0,69          |
| Hafer, „ . . . . .                            | 0,43          |
| Rüben, „ . . . . .                            | 0,57 bis 0,65 |
| Anthrazitkohle, geschüttet . . . . .          | 0,85 bis 0,90 |
| Ruhrkohle, „ . . . . .                        | 0,80 bis 0,86 |
| Saarkohle, „ . . . . .                        | 0,72 bis 0,80 |
| Braunkohle, lufttrocken, in Stücken . . . . . | 0,65 bis 0,78 |
| Koks, geschüttet . . . . .                    | 0,4 bis 0,5   |
| Steinsalz, gemahlen . . . . .                 | 0,8 bis 1,0   |
| Sand, fein und trocken . . . . .              | 1,40 bis 1,65 |
| „ fein und feucht . . . . .                   | 1,90 bis 2,05 |
| „ grob . . . . .                              | 1,4 bis 1,5   |

zifischen Kraftverbrauch  $N_s = \frac{\alpha}{270}$ . Indessen sind die Werte für  $N_s$  einerseits unbequem klein, andererseits viel weniger anschaulich, denn der Kraftverbrauchs-koeffizient  $\alpha$  gibt unmittelbar an, das Wievielfache des Gewichtes der jeweilig in Bewegung befindlichen Materialmenge an der Hauptantriebswelle als Widerstand wirkt. Es empfiehlt sich, nach Vollendung jeder ausführlicheren Kraftverbrauchsrechnung den Wert  $\alpha = \frac{270 \cdot N}{Q \cdot L}$  zur Kontrolle und als Hilfsmittel für die Veranschlagung anderer ähnlicher Ausführungen zu bestimmen.

|   |               |
|---|---------------|
| Formsand, geschüttet . . . . .            | 1,2           |
| Kies, trocken . . . . .                   | 1,8           |
| „ naß . . . . .                           | 2,0           |
| Erde, trocken . . . . .                   | 1,2           |
| „ naß . . . . .                           | 1,7           |
| Kalk- und Bruchsteine . . . . .           | 2,0           |
| Ton . . . . .                             | 1,8 bis 2,0   |
| Asche, trocken . . . . .                  | 0,6           |
| „ feucht . . . . .                        | 0,7           |
| Portlandzement, lose geschüttet . . . . . | 1,1 bis 1,3   |
| Schlackenzement, „ „ . . . . .            | 0,9 bis 1,0   |
| Ziegel, gewöhnlich . . . . .              | 1,40 bis 1,55 |
| „ Klinker . . . . .                       | 1,6 bis 2,0   |
| Buchenholz, in Scheiten . . . . .         | 0,40          |
| Eichenholz, „ „ . . . . .                 | 0,42          |
| Fichtenholz, „ „ . . . . .                | 0,32          |
| Eis . . . . .                             | 0,88 bis 0,92 |

#### d) Vergleichende Maßtafel

(alle nicht metrischen Maße sind englische Maße).

|                 |                   |                            |
|-----------------|-------------------|----------------------------|
| 1 statute mile  | == 1760 yards     | == 1,609 km                |
| 1 nautical mile | == 6080 Fuß       | == 1,853 km                |
| 1 Zoll          |                   | == 25,40 mm                |
| 1 Fuß           | == 12 Zoll        | == 304,79 mm               |
| 1 yard          | == 3 Fuß          | == 0,914 m                 |
| 1 m             |                   | == 3,281 Fuß               |
| 1 cbm           | == 35,32 Kubikfuß | == 1,308 cubic yards       |
|                 |                   | == 27,47 Bushels           |
| 1 l             |                   | == 61,0 Kubikzoll          |
| 1 kg            |                   | == 2,20 Pfund              |
| 1 short ton     | == 2000 Pfund     | == 907 kg <sup>1)</sup>    |
| 1 long ton      | == 2240 Pfund     | == 1016 kg                 |
| 1 kg/l.         | == 1 t/cbm        | == 62,4 Pfund/Kubikfuß     |
| 1 kg/qem        |                   | == 14,22 Pfund/Quadratzoll |
| 1 kg/lf. m      |                   | == 0,672 Pfund/lf. Fuß     |
| 1 m/sek         |                   | == 196,9 Fuß/min           |
| 1 PS            | == 75 mkg/sek     | == 736 Watt                |
|                 |                   | == ~ 33000 Fußpfund/min    |
| 1 Wattstunde    |                   | == 367 mkg.                |

<sup>1)</sup> Wenn von „ton“ ohne weiteren Zusatz die Rede ist, so ist meistens short ton gemeint.

# **I. Die Förderer mit Zugmittel.**

## **A. Gemeinsame Einzelheiten.**

### **1. Abschnitt.**

#### **Die Zugmittel.**

Als Zugmittel für stetige Förderer kommen in Betracht Kette, Seil und Riemen. Am häufigsten wird Kette verwandt. Sie ist dem Seil an Haltbarkeit überlegen, läßt sich im Falle eines Bruches leichter wieder verbinden und gestattet eine bequeme und sichere Befestigung der Fördererlemente. Auch ist der Antrieb bei der Kette leichter auszuführen, weil sie den Zähnen des Antriebrades starre Widerlagpunkte bietet und um einen kleineren Radius gebogen werden kann. Nachteilig ist beim Seil die unvermeidliche Dehnung. Dagegen spricht zugunsten des Seiles das Fehlen aller Gelenke, deren Abnutzung die Kette meistens unbrauchbar macht, ehe ihre Stärke erschöpft ist, ferner der Umstand, daß kein plötzlicher Bruch eintreten pflegt, sondern der Verlust an Tragfähigkeit sich durch das allmähliche Reißen eines Teiles der Drähte bemerkbar macht. Wegen seines geringen Gewichtes und seiner Billigkeit ist das Seil hauptsächlich für Förderung leichten Materials auf größere Entfernung zu empfehlen. Riemen kommen nur für kleine Kräfte in Frage; ihr Hauptvorzug gegenüber Kette ist der, daß sie mit großer Geschwindigkeit arbeiten können. Sie finden ausschließlich Verwendung bei leichten Elevatoren und als Förderbänder, indem sie gleichzeitig als Tragmittel dienen.

#### **a) Ketten.**

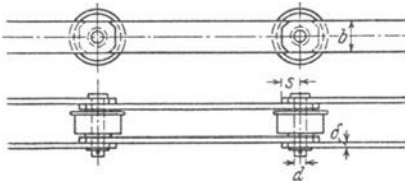
Als Baustoff für die Herstellung der Ketten kommt Schmiedeeisen und schmiedbarer Guß (Temperguß) in Frage. Stahlguß wird, da es sich in der Regel um kleine Abmessungen handelt, nur in Ausnahmefällen verwendet.

Die schmiedeeiserne Kette ist zuverlässiger als die gegossene und wird daher vorzugsweise zur Übertragung großer Kräfte benutzt, besonders wenn Stöße zu befürchten sind, oder wenn durch einen

Bruch Menschen gefährdet werden können. Gewissen Stoffen, wie Sand und Koksstaub, widersteht außerdem Schmiedeeisen besser als Temperguß. Dagegen sind solche Ketten teurer in der Herstellung, besonders dann, wenn der Auflagedruck in den Gelenken niedrig gehalten werden soll und daher breite Naben notwendig sind. Ketten von mäßigen Abmessungen werden zweckmäßig im Gesenk geschmiedet.

Die Tempergußketten verdanken ihre weite Verbreitung einmal der Möglichkeit, große Auflageflächen für die Gelenkbolzen zu schaffen, anderseits dem Umstande, daß die Glieder leicht in jeder beliebigen, zur Anbringung eines bestimmten Förderelementes bequemsten Form ausgeführt werden können. Solche Glieder, die in die normale Kette entsprechend dem gewünschten Abstand der Förderelemente eingefügt werden, bezeichnet man als Befestigungsglieder. Sie lassen sich bei schmiedeeisernen Ketten naturgemäß weniger leicht herstellen, weshalb diese möglichst so ausgebildet werden, daß die Förderelemente mit einfachen Mitteln an den normalen Gliedern angebracht werden können. Gewisse schmiedeeiserne Ketten erhalten Zwischenstücke aus Temperguß, die als Befestigungsglieder dienen.

Die Wahl der Kettenteilung hängt von den besonderen Umständen jedes einzelnen Falles ab. Je kleiner die Teilung, um so bequemer ist der Antrieb auszuführen, da das Antriebsrad bei gegebener Zähnezahzahl kleineren Durchmesser erhält<sup>1)</sup>, um so schwerer und teurer wird aber die Kette bei gleichzeitiger Vermehrung der einer Abnutzung unterworfenen Stellen. Schmiedeeiserne Ketten werden mit Rücksicht auf die Herstellung meist



mit verhältnismäßig großer, Tempergußketten mit kleinerer Gliedlänge ausgeführt.

Die einfachste Form einer schmiedeeisernen Kette, aus Flacheisengliedern ohne irgendwelche Schmiedearbeit hergestellt, ist in Abb. 1 dargestellt.

Für die Berechnung der Kette auf Festigkeit wäre es erforderlich, zu wissen, wie sich der Druck zwischen dem Bolzen und der Lochwandung auf die Berührungsfläche verteilt. In den früheren Auflagen dieses Buches ist eine Rechnung durchgeführt worden unter der

<sup>1)</sup> Näheres hierüber in dem Abschnitt über Antriebe.

Annahme, daß eine gleichmäßige Verteilung auf die Projektion der halbzylindrischen Berührungsfläche stattfindet, und daß wagerecht wirkende Kräfte nicht berücksichtigt zu werden brauchen. Beide Annahmen sind indessen so unsicher, daß es, solange nicht eingehende Versuche durchgeführt sind, richtiger erscheint, von einer genaueren Festigkeitsrechnung überhaupt abzusehen. Praktisch werden m. W. an dem durch das Loch verschwächten Querschnitt bei einfacher Berechnung auf Zug Spannungen bis zu 400 kg/qcm zugelassen. Ein Mehrfaches dieser Spannung wird, da es sich in Wahrheit um einen auf Biegung beanspruchten gekrümmten Stab handelt, ohne Zweifel auftreten, indessen ist es kaum wahrscheinlich, daß tatsächlich, wie sich bei den erwähnten Annahmen ergab, etwa der 5fache Betrag erreicht wird. Bei der Wahl der zulässigen Anstrengung wird man übrigens nicht immer, wie früher angenommen, mit Belastungsfall II (nach Bach) zu rechnen brauchen, weil der Belastungswechsel nur einmal innerhalb eines Umlaufs stattfindet, der bei langen Förderern beträchtliche Zeit in Anspruch nimmt. Andererseits ist auf die Möglichkeit des Auftretens von Stößen und Schwingungen und auf die erhöhte Beanspruchung beim Anlauf Rücksicht zu nehmen<sup>1)</sup>.

Der Kopf des Kettengliedes wird bei Flacheisenketten gewöhnlich so geformt, daß  $s > \frac{b}{2}$  ist (vgl. Abb. 1), weil dadurch die Bieungsbeanspruchung vermindert wird.

Die Fördererelemente sind an Flacheisenketten leicht mit Hilfe von Winkeleisen oder durch unmittelbares Anschrauben oder Anieten zu befestigen.

Die Rollen können, statt zwischen den Kettengliedern, auch außerhalb angeordnet sein<sup>2)</sup>.

Jeffrey bringt eine ähnlich ausgebildete Kette mit kurzen Gliedern nach Abb. 2 auf den Markt. Die auf dem Bolzen sitzenden Röllchen dienen in diesem Falle nur dazu, das Gleiten der Zähne des Antriebrades auf den Bolzen und die daraus sich ergebende Abnutzung zu verhindern.

Das Ineinanderschränken der Glieder, das auch bei langgliedrigen Ketten zuweilen vorkommt, hat den Vorteil, daß die Beanspruchung des Bolzens beim Antrieb viel geringer wird, vorausgesetzt, daß die Kette stets in dem angedeuteten Sinne läuft, weil dann immer das der Rolle unmittelbar benachbarte Glied die Kraft überträgt. Allerdings erhält das Glied hierbei Biegungsspannungen, jedoch nicht im gefährlichen Querschnitt, sondern im vollen Teile.

<sup>1)</sup> Näheres hierüber in dem Abschnitt über Antriebe.

<sup>2)</sup> Vgl. die Fußnote auf S. 31.



Zug und Biegung zusammen ergeben, wenn  $Q$  die Gesamtbelastung der Kette ist, mit den Bezeichnungen der Abb. 1:

$$\sigma = \frac{Q}{2b \cdot \delta} + \frac{Q \cdot \delta}{2 \cdot \frac{1}{6} b \cdot \delta^3} = 3,5 \frac{Q}{b \cdot \delta} \dots \dots \dots (7)$$

Die Hauptabmessungen einiger Größen dieser Kette nach den Verzeichnissen von Jeffrey nebst den errechneten Beanspruchungen gibt folgende Tafel:

**Zahlentafel 1.** (Jeffrey.)

| Zulässige Belastung $Q$ (kg) | $b$ (mm) | $\delta$ (mm) | $d$ (mm) | Teilung $l$ (mm) | Flächenpressung $k$ (kg/qcm) | Beanspruchung des Bolzens $\sigma_b$ (kg/qcm) | Beanspruchung des Gliedes (kg/qcm) nach Gleichung 7 |
|------------------------------|----------|---------------|----------|------------------|------------------------------|---|---|
| 340                          | 19,0     | 4,8           | 9,5      | 38,1             | 370                          | 950   | 1890  |
| 850                          | 34,9     | 7,9           | 14,3     | 76,2             | 380                          | 1150  | 1270  |
| 1260                         | 38,1     | 12,7          | 15,9     | 101,6            | 310                          | 2000  | 1090  |
| 1800                         | 50,8     | 12,7          | 19,0     | 127,0            | 370                          | 1660  | 1070  |

So hohe Beanspruchungen, wie sie hier zum Teil vorkommen, dürften nur bei sehr zuverlässigem Material und besonders günstigen Betriebsbedingungen zulässig sein. Für raschen Lauf und Dauerbetrieb muß die Belastung wesentlich erniedrigt werden.

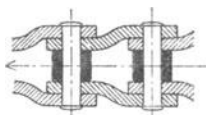


Abb. 2. Kurzgliedrige schmiedeeiserne Kette.

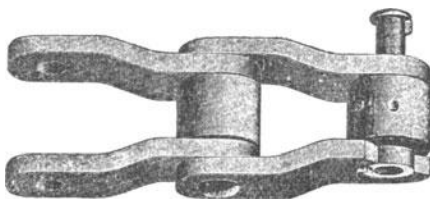


Abb. 3. Kurzgliedrige schmiedeeiserne Kette mit Büchsen.

Ungleich günstiger stellen sich die Beanspruchungs- und Abnutzungsverhältnisse des Bolzens, wenn, wie in Abb. 3, in die jeweilig inneren Glieder eine durchgehende Büchse eingelassen wird, die gegen Drehung gesichert ist, während der Bolzen in den äußeren Gliedern befestigt wird. Für die Auflage kommt nun die ganze Büchsenlänge in Betracht. Die in der Abbildung angegebene Rolle kann auch fortgelassen werden, so daß die Zähne an der Büchse angreifen, die, wenn abgenutzt, sich umdrehen läßt.

In Abb. 4 bis 6 ist derselbe Gedanke für die langgliedrigen Flacheisenketten von Schaukelbecherwerken<sup>1)</sup> durchgeführt. Die inneren Kettenglieder *a, a* sitzen auf einer Büchse *c*; gegenseitige Drehung wird durch die Vorsprünge *f* vermieden, die in entsprechende Aussparungen an den Kettengliedern greifen. Die äußeren Glieder *b, b* andererseits werden gezwungen, sich mit dem Bolzen *d* zu drehen, und zwar wird dies durch die viereckige Scheibe *e* erreicht, die einerseits über die Schmalseiten der Kettenglieder greift, andererseits mit einer Abflachung des Bolzens *d* in Eingriff steht. Auf der Kettenbüchse dreht sich eine besonders ausgebüchste Laufrolle<sup>2)</sup>.

Für hohe Beanspruchung werden die Glieder langgliedriger Ketten zuweilen auch mit angeschmiedeten oder angegossenen Augen hergestellt, in denen der Bolzen genügende Auflage findet<sup>3)</sup>.

Abb. 7 und 8 zeigen, wie dieser Gedanke mit Vorteil auf kurzgliedrige Ketten übertragen werden kann. Die Mittellglieder, die zum Teil mit Tragröllchen versehen sind, lassen sich leicht im Gesenk schmieden, während die äußeren Glieder aus schmalen Flacheisen hergestellt werden und ein längliches, die Festigkeit verhältnismäßig wenig beeinträchtigendes Loch zur Aufnahme des an den Enden abgeflachten Bolzens erhalten. Die Kette wird für besonders schweren Betrieb

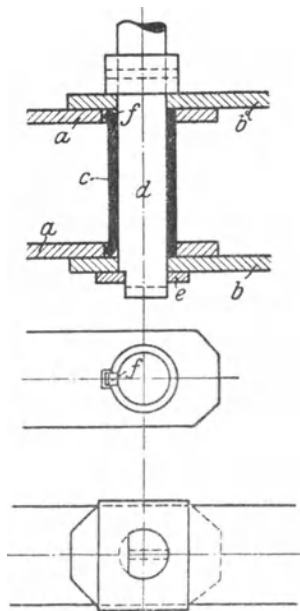


Abb. 4 bis 6.  
Gelenkausbildung für langgliedrige Ketten (Luther)<sup>2)</sup>.

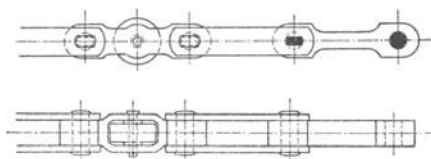


Abb. 7 und 8. Schmiedeeiserne Kette für schweren Betrieb (Jeffrey).

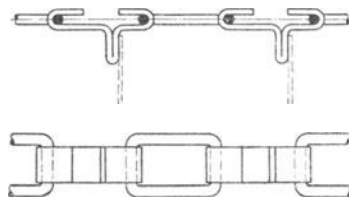


Abb. 9 und 10.  
Kette aus Flach- und Rundeisen.

<sup>1)</sup> Vgl. Abschnitt 9.

<sup>2)</sup> Vgl. Abb. 45, S. 27.

<sup>3)</sup> Vgl. Abb. 329 und 330, S. 173.

empfohlen. Wo es weniger auf Gewichtersparnis ankommt, können die Mittelglieder auch durch glatte Flach- oder Quadrateisen gebildet werden.

Der bei allen bisher aufgeführten Ketten vorhandene Gelenkbolzen ist nicht erforderlich, wenn ein Glied um das andere aus Rundeisen hergestellt wird, das selbst den Drehzapfen bildet. Solche Ketten genügen zwar, was Tragkraft und Genauigkeit der Ausführung anbelangt, nicht so hohen Ansprüchen wie jene, sind aber billiger herzustellen, da alle maschinelle Bearbeitung fortfällt. Sie werden vorzugsweise für wagerecht arbeitende Förderer, weniger für Elevatoren benutzt.

Abb. 9 und 10 zeigen eine Kette, die aus geschlossenen Rundeisen- und offenen Flacheisengliedern zusammengesetzt ist. Die letz-

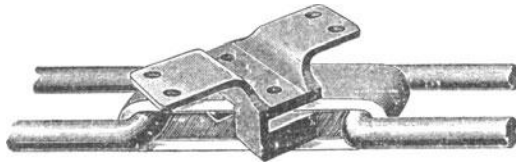


Abb. 11. Kette aus geschlossenen Flacheisen- und Rundeisengliedern (Jeffrey).

teren werden durch Abbiegen eines Lappens zur Befestigung der Kratzerschaukeln geeignet gemacht. Die Kette ist mit den einfachsten Mitteln herzustellen<sup>1)</sup>. Bei der Ausführung nach Abb. 11 sind alle Glieder geschweißt. Die Befestigungslappen werden quer zu ihrer späteren Stellung auf die Kette gelegt, durch Drehen um  $90^\circ$  in die Flacheisenglieder eingeführt und dann verschraubt. Die Schrauben sind hierdurch teilweise entlastet. Abb. 12 zeigt die Anbringung eines Anschlußstückes für ein Schlepper-element mit Tragrolle.

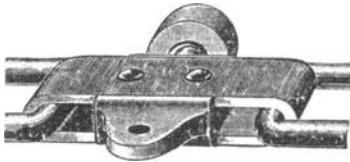


Abb. 12. Befestigungsstück.

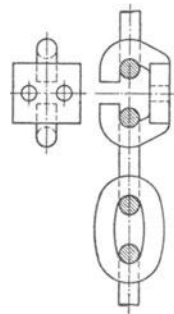


Abb. 13 und 14. Krankette mit Befestigungsglied.

<sup>1)</sup> Vgl. hierzu die flachliegende Laschenkette für Schaukelbecherwerke nach Abb. 333, S. 175.

Ketten mit vollständig geschlossenen Gliedern müssen, wenn bei der Aufstellung Schweißarbeit vermieden werden soll, ein Kuppelglied erhalten, das im vorliegenden Falle einfach dadurch hergestellt werden kann, daß man ein flaches Glied nach Art der Abb. 9 und 10 offen läßt, ein Flacheisen einlegt und einige Schrauben einzieht.

Weiterhin kommen die einfachen Rundeisenketten in Frage, und zwar entweder normale Kranketten oder solche mit größerer Teilung, sog. Kabelketten. Sie werden ihrer Zuverlässigkeit und Billigkeit wegen nicht selten für Elevatoren verwandt. Bei lebhaftem Betriebe nutzt sich indessen die geringe Auflagefläche zwischen den Gliedern rasch ab, so daß sich die Teilung verändert und die Kette auf gezahnten Rädern nicht mehr gut läuft. Man läßt daher die Antriebräder meist glatt und überläßt es der Reibung, die erforderliche Umfangskraft zu erzeugen. Ungünstig ist das Fehlen jeder Steifigkeit gegen seitliches Ausweichen und Verdrehen. Endlich ist das Befestigen der Fördererlemente un-

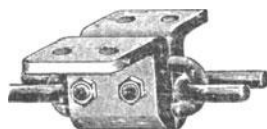


Abb. 15. Befestigungsstück.

quem. Man benutzt entweder geschmiedete Befestigungsglieder nach Abb. 13 und 14 oder klemmt die Teile an der Kette fest. Zu diesem Zwecke kann zwischen Kettenglied und Fördererlement ein besonderes, zweiteiliges Befestigungsstück eingeschaltet werden, das die Kette umschließt. Abb. 15 gibt eine solche Ausführung. Die Teilung der Kette wird, da die Kettenscheiben reichlichen Durchmesser zu haben pflegen, zweckmäßig größer gemacht als bei der normalen Krankette, so daß zwei Schrauben zum Festklemmen verwandt werden können.



Abb. 16. Dodge-Kette.

Die Ketten sind wegen der Abnutzung ganz erheblich stärker zu wählen, als die Rücksicht auf Festigkeit verlangt. Die Betriebsbelastung darf höchstens etwa  $Q = 300 d^2$  betragen, wenn  $d$  die Ketteneisenstärke in cm bezeichnet.

Eine Verbesserung der einfachen Rundeisenkette ist von Dodge, dem Präsidenten der Link Belt Engineering Co., erfunden. Wie aus Abb. 16 ersichtlich, sind die verhältnismäßig langen, geschlossenen Glieder an den Enden genau halbkreisförmig gestaltet und legen

sich in Sattelstücke aus schmiedbarem Guß nach Abb. 17 ein, die die Drehung des Gliedes in seiner Ebene nicht behindern, aber einer Verdrehung der Kette um ihre Längsachse entgegenwirken. Durch die Sattelstücke werden sehr reichliche Auflageflächen geschaffen,

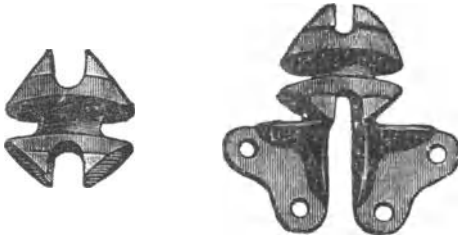


Abb. 17. Sattelstück. Abb. 18. Befestigungsstück.

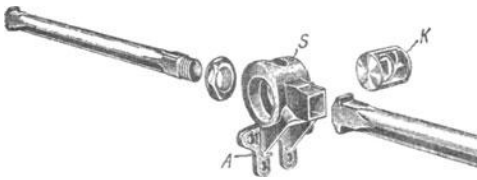


Abb. 19. Einstab-Kette (Link Belt Co.).

auch lassen sie sich nach Abb. 18 leicht zu Befestigungsstücken ausbilden. Die Tragkraft wird erhöht, da die Biegebbeanspruchung zum größten Teil fortfällt. Die Kette ist für manche Zwecke deshalb besonders gut geeignet, weil sie sich in zwei Richtungen ablenken läßt. Sie ist zuverlässiger, aber auch erheblich teurer als Tempergußketten gleicher Tragkraft.

Beachtenswert ist auch der Versuch, Ketten aus einzelnen Runden Eisenstäben zusammenzusetzen, die an den Enden mit besonders angefügten Zapfen oder Lagern versehen sind. Eine solche Kette wird von der Link Belt Co. unter dem Namen „Monobar-Kette“<sup>1)</sup>

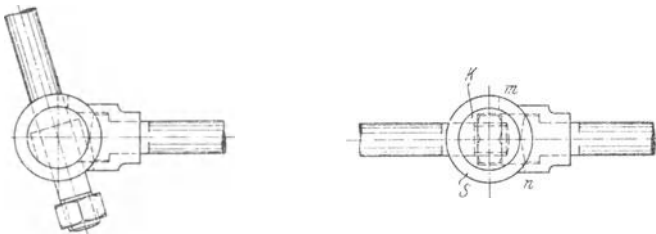


Abb. 20 und 21. Einstab-Kette.

ausgeführt. Der Stab hat nach Abb. 19 bis 21 an einem Ende einen flachen Kopf, am andern Gewinde. Er wird in das mit einem Schlitz *m n* versehene Lagerstück *S* von links her eingeschoben, bis der Kopf in dem viereckigen Ansatz zur Anlage kommt. Jetzt folgt das Einsetzen des Zapfens *K*, in den unter Benützung desselben Schlitzes der nächste Stab in schräger Stellung eingeführt, mit

<sup>1)</sup> Vgl. D. R. P. 152349. „Bar“ ist das englische Wort für Stab, man kann also diese Ketten etwa als „Einstabketten“ bezeichnen.

Mutter versehen und in die Strecklage zurückgedreht wird. An das Lagerstück, das ebenso wie der Zapfen aus Temperguß besteht, kann leicht ein Befestigungslappen angegossen werden (Abb. 19). Die Kette ist leicht und nicht zu teuer, große Gliedlänge vorausgesetzt.

In neuerer Zeit sind für bestimmte Arten von Becherwerken schmiedeeiserne Ketten mit Kreuzgelenk sowie in sich selbst verdrehbare Ketten konstruiert worden. Da diese aber bisher nur für besondere Fälle angewandt sind, so kann auf die Besprechung in Abschnitt 9 verwiesen werden.

Ketten aus schmiedbarem Guß werden in so vielen verschiedenen Formen auf den Markt gebracht, daß es unmöglich ist, eine erschöpfende Übersicht zu geben.

Beim Entwurf der Ketten ist darauf zu achten, daß die Eisenstärke möglichst gering bleibt, damit beim Glühen mit sauerstoffreichen Körpern die Entkohlung sich gleichmäßig auf den ganzen Querschnitt erstreckt. Der Kreisquerschnitt ist daher weniger vorteilhaft als flache oder  $\perp$  förmige Querschnitte. Die größte Stärke, die überhaupt angewandt wird, ist etwa 20 mm, meist bleibt man aber weit darunter. Stücke von 4 bis 5 mm lassen sich wie Schmiedeeisen in kaltem Zustand biegen und verdrehen. So zu-

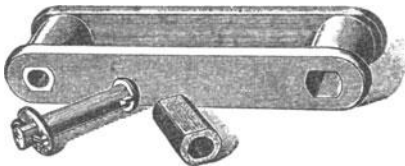


Abb. 22. Tempergußglied für Laschenkettten (Jeffrey).

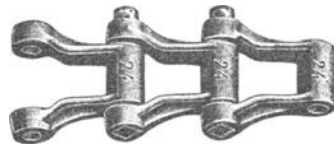


Abb. 23. Stahlbolzenkette aus Temperguß (Stotz).

verlässig wie schmiedeeiserne Ketten sind Tempergußketten selbstverständlich trotzdem nicht, da beim Gießen entstandene Hohlräume im Innern Anlaß zu Brüchen geben können. Die Festigkeit guten schmiedbaren Gusses beträgt bei Eisenstärken von 10 bis 15 mm etwa 3000 bis 4000 kg/qcm.

Zuweilen werden langgliedrige Ketten nach Abb. 1 aus Temperguß hergestellt, doch erhalten sie dann Versteifungsrippen und breite Naben.

Ein ziemlich naheliegender Gedanke ist es, die inneren Glieder, durch Naben verbunden, in einem Stück zu gießen und zum Schutz gegen Abnutzung Bronzebüchsen einzusetzen, wie Abb. 22 veranschaulicht. Der Bolzen ist in den äußeren Gliedern, die nach wie vor aus Flacheisen gebildet werden, durch einen Keil gegen

Drehung zu sichern. Büchsen und Bolzen können, wenn abgenutzt, ersetzt werden. Die Kette wird in folgenden Größen hergestellt:

**Zahlentafel 2.**

| Teilung<br>(mm) | Breite des gegossenen Gliedes<br>(mm) | Flachstäbe     |                  | Bolzendurchmesser<br>(mm) | Nominelle Betriebsbelastung<br>(kg) |
|-----------------|---------------------------------------|----------------|------------------|---------------------------|-------------------------------------|
|                 |                                       | Breite<br>(mm) | Dicke je<br>(mm) |                           |                                     |
| 203             | 57                                    | 38             | 9,5              | 15,9                      | 1600                                |
| 152             | 57                                    | 38             | 9,5              | 15,9                      | 1600                                |
| 152             | 70                                    | 51             | 12,7             | 19,0                      | 2700                                |
| 203             | 89                                    | 63             | 12,7             | 25,4                      | 5400                                |

Derselbe Gedanke, auf die Kette Abb. 2 angewandt, ergibt die Form Abb. 23, die unter dem Namen „Stahlbolzenkette“ hergestellt wird. Drehen der Bolzen wird durch den vierkantigen eingelassenen Kopf verhindert. Bei der einfacheren Ausführung liegt der Bolzen gegen schmiedbaren Guß, bei der besseren Ausführung sind in die lange Nabe Stahlbüchsen eingesetzt. Die Ketten laufen gleich gut in beiden Richtungen und können daher umgedreht werden, wenn die eine Seite der Nabe durch das Gleiten auf den Zähnen des Antriebsrades abgenutzt ist.

Zahlentafel 3 gibt einen Preislistenauszug. Die Probelast entspricht ungefähr der Hälfte der Bruchlast. Die Betriebsbelastung darf keinesfalls mehr als  $\frac{1}{5}$  der Probelast betragen, sollte jedoch in der Regel noch niedriger sein.

**Zahlentafel 3.**

## Stahlbolzenketten von A. Stotz. (Auszug.)

| Bezeichnung                                  | 42            | 55 <sup>1)</sup> | 59    | 65    | 87    | 100 <sup>B</sup> | 120    | 136    | 150 <sup>B1)</sup> | 175                                    |
|--|---------------|------------------|-------|-------|-------|------------------|--------|--------|--------------------|--|
| Teilung (mm)                                 | 42,05         | 55,90            | 59,84 | 65,90 | 86,90 | 99,00            | 118,70 | 136,00 | 153,10             | 175,86                                 |
| Größte Breite ohne Bolzenvorsprung (mm)      | 60            | 92               | 70    | 80    | 118   | 105              | 112    | 105    | 172                | 220                                    |
| Probelast (kg)                               | 1800          | 2500             | 2300  | 3800  | 5000  | 4000             | 5500   | 6000   | 6000               | 8500                                   |
| Gewicht (kg/m)                               | 4,32          | 5,20             | 3,88  | 6,72  | 12,15 | 8,08             | 9,65   | 9,93   | 11,60              | 18,80                                  |
| Gewicht der Kettenräder (kg) an-<br>genähert | $z = 10$<br>3 | —                | 7     | 13    | 16    | 27               | —      | 35     | —                  | $z = 12; G = 125$<br>$z = 16; G = 210$ |
|  | 15            | 7                | —     | 16    | 21    | 30               | 38     | —      | 60                 | 110                                    |
|  | 20            | 12               | —     | 19    | 25    | 45               | 60     | —      | 100                | —                                      |
|  | 30            | 21               | —     | 34    | 50    | 75               | 96     | —      | —                  | —                                      |

<sup>1)</sup> Kette mit Mittelsteg (vgl. Abb. 33).

Bei einer ähnlichen Kette amerikanischer Bauart (Abb. 24) sind die Stahlbolzen durch Keile  $K$  gesichert, die in die Nuten  $N_1$  der äußeren Gliedlappen greifen und ein Herausrutschen verhindern. Soll die Verbindung gelöst werden, so ist das folgende Glied um  $90^\circ$  zu verdrehen, so daß die Nute  $N_2$  auf  $N_1$  paßt und der Bolzen herausgezogen werden kann. Dadurch wird ein Vorspringen des Bolzenendes vermieden, und die Kette ist an den Seiten nahezu glatt.

Um das Gleiten der Zähne auf den Naben zu vermeiden, hat man auch diese Ketten mit leicht auswechselbaren Rollen versehen, die gegebenenfalls gleichzeitig als Tragrollen für wagerechte Förderung dienen können. Jeffrey teilt das Glied nach Abb. 25 in der

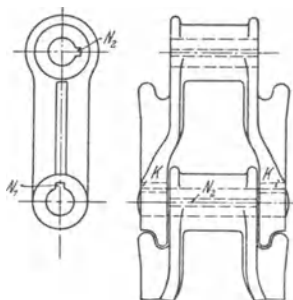


Abb. 24. Stahlbolzenkette (Jeffrey).

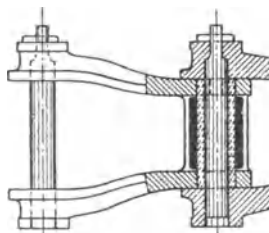


Abb. 26. Stahlbolzenkette mit Rolle (Link Belt Co.).

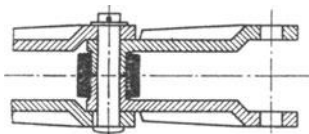


Abb. 25. Stahlbolzenkette mit Rolle (Jeffrey).

Nabe, so daß die beiden Hälften in die Rolle eingeschoben werden können. Die Link Belt Co. schiebt die beiden Nabhälften, statt sie stumpf zu stoßen, so ineinander, daß wieder ein in sich selbst starres Glied entsteht. Dieselbe Firma umgeht bei ihrer Ley-Kette die Teilung des Gliedes ganz, indem sie nach Abb. 26 die Nabe mit einer breiten Aussparung versieht, die das Einlegen der Rolle gestattet und dem Zahn des Kettenrades freien Spielraum läßt. Die nach der Rolle eingeschobene, fest gelagerte Büchse dient jener als Lauffläche.

Um einen Förderer, z. B. innerhalb eines Gebäudes, ganz beliebig führen zu können, hat Stotz den Weg beschritten, in die Kette Glieder einzufügen, durch die eine Ablenkung nach zwei Richtungen



ermöglicht wird. Die ältere Form dieser „Kreuzgelenkketten“<sup>1)</sup> ist heute verlassen und durch Anordnungen nach Abb. 27 bis 31 ersetzt worden. In Abb. 27 und 28 sind in die gewöhnliche Stahlbolzenkette, die in einer für die Ablenkung in der Wagerechten geeigneten Stellung verwandt wird, Befestigungsglieder mit einem die Ablenkung in der senkrechten Ebene ermöglichenden Gelenk eingebaut. Für besonders hohe Beanspruchung ist die Kreuzgelenk-

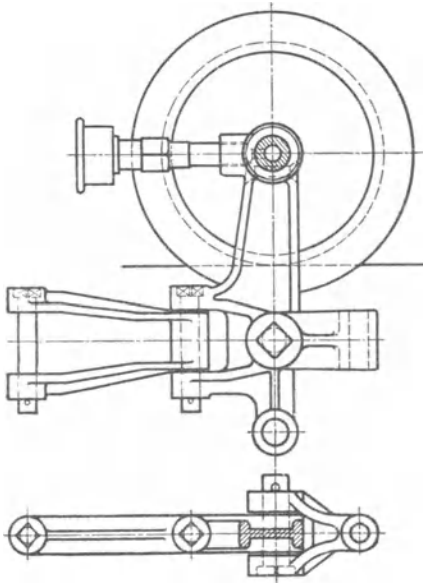


Abb. 27 und 28.

Kreuzgelenk-Stahlbolzenkette von Stotz.

Laschenkette nach Abb. 29 bis 31 geeignet. In beiden Fällen wird die Kette bei senkrechter Ablenkung durch Laufschienen (*b* in Abb. 30) geführt. Bei Ablenkung nach oben sind Gegenschienen *c* zu setzen, wie in Abb. 30 gestrichelt angedeutet. Die Schmierung der Laufrollen ist im 2. Abschnitt besprochen<sup>2)</sup>.

Den Bolzenketten reihen sich, wie bei der Ausführung in Schmiedeeisen, auch hier die Ketten an, bei denen der Gelenkzapfen einen Teil des Gliedes bildet. Sie sind weniger zuverlässig und haben bei gleichem Gewicht wesentlich geringere Festigkeit als jene. Außerdem nutzen sie sich schneller ab und kommen

daher nur für leichte Förderer zur Anwendung. Man bezeichnet sie nach dem Erfinder als Ewart-Ketten, oder auch, da sie vorwiegend zur Kraftübertragung dienen, als Treibketten. Alle diese Ketten, die sonst sehr verschiedenartige Form besitzen, haben die gemeinsame Eigentümlichkeit, daß das Glied am Zapfenende Einkerbungen besitzt, die es in bestimmter Lage in den Haken des folgenden Gliedes einzuschieben gestatten (Abb. 33), während sich die Verbindung bei gestreckter Kette nicht lösen läßt.

<sup>1)</sup> Ketten mit offenen Haken, in der Bauart den „Treibketten“ nachgebildet. Vgl. 2. Aufl., Abb. 29 und 30.

<sup>2)</sup> Vgl. Abb. 51, S. 29.

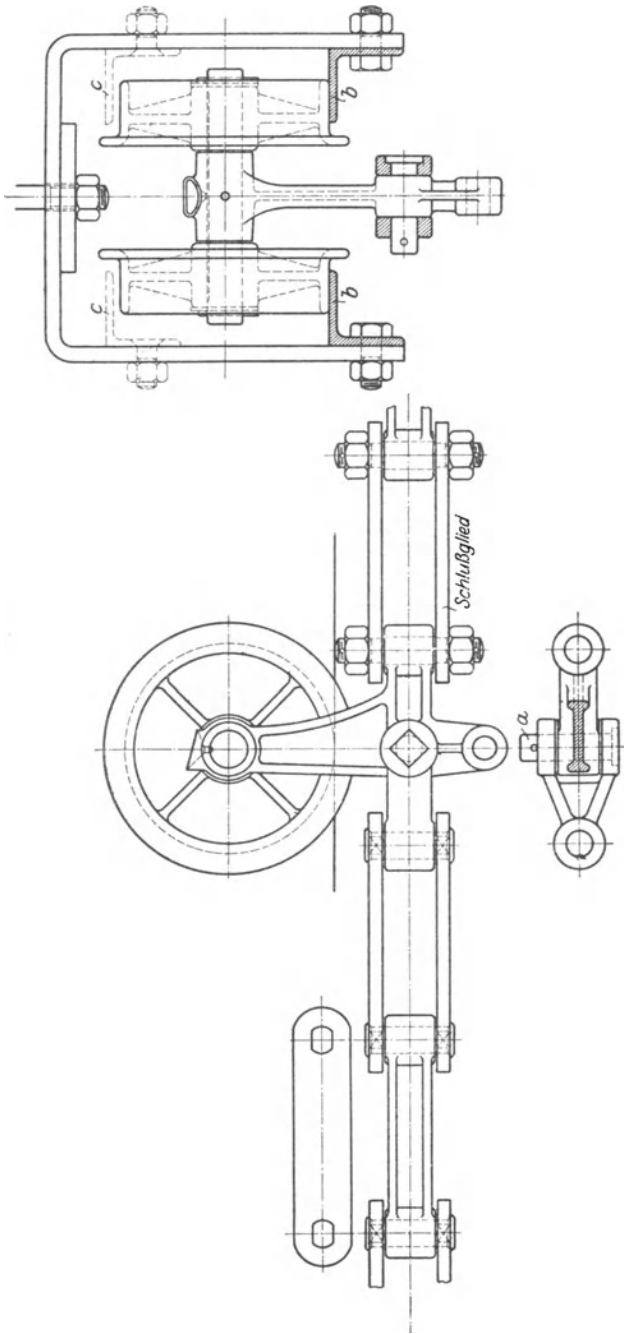


Abb. 29 bis 31. Kreuzgelenk-Laschenkette von Stotz.

**Zahlentafel 4.**

Treibketten von A. Stotz. (Auszug.)

|                                     |       |       |       |        |        |        |         |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|---------|
| Bezeichnung <sup>1)</sup> . . . . . | 55/50 | 65/61 | 78/80 | 100/80 | 120/90 | 138/80 | 150/100 |
| Probelast (kg) . . . . .            | 830   | 1200  | 2400  | 1600   | 2100   | 1900   | 2600    |
| Gewicht (kg/m) . . . . .            | 1,85  | 2,96  | 6,80  | 4,50   | 6,30   | 5,90   | 4,83    |

Die Ketten werden meist mit einfachen Gliedern nach Abb. 32, für größere Tragkraft auch mit Mittelsteg nach Abb. 33 hergestellt. Breite, steife Ketten sind für Förderer vorzugsweise geeignet.

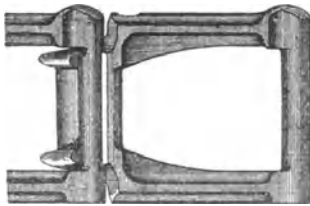


Abb. 32. Treibkette.

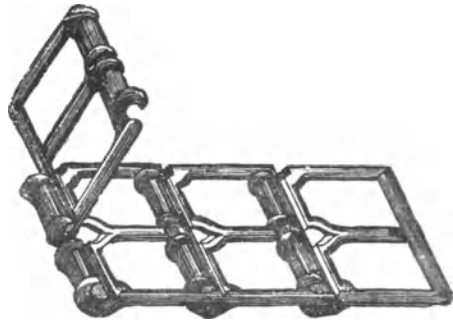


Abb. 33. „Treibkette“ mit Mittelsteg.

Die Treibketten müssen mit der geschlossenen Seite des Hakens auf den Rädern laufen. Geschmiert wird mit Fett. Beispiele für Befestigungsglieder, die in beliebiger Form ausgeführt werden können, folgen bei Besprechung der einzelnen Fördermittel.

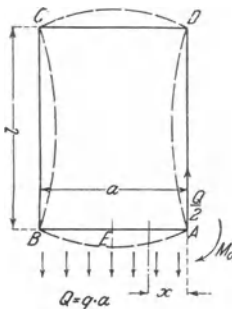


Abb. 34. Formänderung bei einer „Treibkette“.

Um über die Beanspruchung der Treibketten einige Klarheit zu schaffen, habe ich eine Rechnung durchgeführt unter der Annahme, daß die Seiten des rechteckigen Rahmens, aus dem jedes Glied besteht, gleichen Querschnitt haben, und daß die Belastung  $Q$  sich gleichmäßig über die Seiten  $AB$  und  $CD$  (Abb. 34) verteilt. Das vorläufig unbekanntes Eckmoment ist mit  $M_0$  bezeichnet. Dann ergibt sich für die Strecke  $AB$ :

<sup>1)</sup> Die erste Zahl entspricht angenähert der Teilung, die zweite der äußeren Gliedbreite in mm. Z. B. hat die Kette 55/50 55,6 mm Teilung und 50 mm Breite.

$$M = M_0 - \frac{1}{2} Q \cdot x + \frac{1}{2} q \cdot x^2 = \frac{\Theta}{\alpha} \frac{d^2 y}{dx^2}$$

$$\frac{\Theta}{\alpha} \frac{dy}{dx} = M_0 x - \frac{1}{4} Q \cdot x^2 + \frac{1}{6} q \cdot x^3 + C_1$$

für  $x = \frac{a}{2}$  ist  $\frac{dy}{dx} = 0$ , folglich

$$C_1 = -M_0 \frac{a}{2} + \frac{1}{24} Q \cdot a^2.$$

Für die Strecke  $AD$  gilt

$$\frac{\Theta}{\alpha} \frac{d^2 y'}{dx'^2} = -M_0$$

$$\frac{\Theta}{\alpha} \frac{dy'}{dx'} = -M_0 \cdot x' + C_2, \text{ wo } C_2 = M_0 \frac{l}{2}.$$

Für  $x = 0$  ist  $\frac{dy}{dx} = \frac{dy'}{dx'}$  und daher  $C_1 = C_2$

$$-M_0 \frac{a}{2} + \frac{1}{24} Q \cdot a^2 = M_0 \frac{l}{2}$$

$$M_0 = \frac{1}{12} Q \cdot a \frac{a}{a+l} \dots \dots \dots (8)$$

Das größte negative Moment tritt in der Mitte zwischen  $A$  und  $B$  auf und beträgt:

$$M_e = M_0 - \frac{1}{8} Q \cdot a = -\frac{1}{24} Q \cdot a \frac{a+3l}{a+l} \dots \dots (9)$$

Die absoluten Werte beider Momente sind einander gleich bei  $a = 3l$ . Praktisch ist stets  $a < l$ , so daß  $M_e$  maßgebend wäre. Wenn trotzdem der Bruch immer nahe der Ecke auftritt, so liegt das an der Unrichtigkeit der oben gemachten Voraussetzungen und daran, daß die scharfe Ecke zu einer Erhöhung der Spannung an dieser Stelle führt. Hinzu kommt noch, daß sich gerade hier beim Gießen leicht Hohlräume im Material bilden.

Eine Berechnung auf Grund der Gleichung (9) hat demnach nur insofern Wert, als sie einen Anhalt für Vergleiche zwischen verschiedenen Ketten gibt.

Ich habe eine Anzahl von Ketten, bei denen die Voraussetzung konstanten Trägheitsmomentes wenigstens angenähert erfüllt war, unter Benutzung von Gleichung (9) nachgerechnet und gefunden, daß die Spannungen zwischen 500 und 1200 kg/qcm schwankten und im Mittel sich der Zahl 1000 näherten, wenn  $Q = \frac{1}{5}$  Probelast

gesetzt wurde. Daß die Ketten die Probelastung aushalten, ist damit zu erklären, daß die gleichmäßige Verteilung der Last erst nach längerem Arbeiten — und auch dann nur bei der mittleren Belastung — eintreten kann. Einen Schluß auf die bei einer bestimmten Betriebsbelastung wirklich auftretenden Spannungen läßt also der Bruchversuch nicht zu.

Die Seiten  $BC$  und  $AD$  werden durch das Moment  $M_0$  und die Zugkraft  $\frac{Q}{2}$  beansprucht. Die Spannung pflügt erheblich kleiner zu sein als in den anderen Rechteckseiten.

Die Formänderung kann aus den oben dargelegten Gründen gleichfalls erst nach längerer Betriebszeit in vollem Umfange auftreten. Sie hat eine allmählich wachsende, bleibende Verlängerung der Kette zur Folge. Der Betrag der Durchbiegung des Stückes  $AB$  ist:

$$f = \frac{a}{\Theta} \left( \frac{5}{384} Q \cdot a^3 - \frac{1}{8} M_0 \cdot a^2 \right)$$

$$f = \frac{1}{384} \cdot \frac{a \cdot Q \cdot a^3}{\Theta} \cdot \frac{a + 5l}{a + l} \dots \dots \dots (10)$$

Die Durchbiegung wird um so kleiner, je steifer die Schenkel des Gliedes sind, doch wächst damit die Beanspruchung an der gefährdeten Ecke.

Bei Wahl von  $k_b$  ist zu berücksichtigen, daß infolge von Zufälligkeiten, wie Klemmungen, roher Behandlung u. dgl., ferner beim Anlauf, in vielen Fällen Belastungen zu erwarten sind, welche die normalen Belastungen um ein Mehrfaches überschreiten. Wo also nicht ganz sorgfältige Überwachung gewährleistet ist, sollte, besonders bei an sich leichten Ausführungen, die Kette recht reichlich stark gewählt werden. Dies gilt wegen der geringeren Zuverlässigkeit des Materials im Vergleich mit Schmiedeeisen namentlich dann, wenn die Mehrbeanspruchung stoßartig erfolgen kann. Hohen Geschwindigkeiten ist daher durch entsprechend niedrige Belastung Rechnung zu tragen.

Bezeichnet  $Q$  die zulässige Belastung bei Geschwindigkeiten unter 1 m/sek, so darf bei höherer Geschwindigkeit etwa gesetzt werden:

$$Q' = \frac{1}{v} \cdot Q.$$

Diese Formel ist indessen selbstverständlich durchaus nicht bindend. Wohl zu berücksichtigen ist bei Wahl von  $Q'$  die Güte der Ausführung von Kette und Rädern.

Der Flächendruck der Zapfen sollte im Betriebe höchstens sein  
 für Temperguß auf Temperguß:  $k = 60$  bis  $90$  kg/qcm  
 für Stahl auf Temperguß:  $k = 100$  bis  $140$  kg/qcm  
 für Stahl auf Phosphorbronze  $k = 200$  bis  $250$  kg/qcm.

Bei Wahl von  $k$  ist die besondere Natur des Fördergutes in Betracht zu ziehen. Für Stoffe, die einen feinen, scharfen Staub entwickeln, sollten, wenn möglich, ausgebuchte Ketten mit gehärteten Büchsen und Bolzen verwandt werden.

### b) Seile.

Bei der Auswahl eines Seiles ist darauf zu achten, daß die Neigung, sich im Betrieb nachträglich zu dehnen und zu drehen, möglichst gering sein sollte. Besonders das Strecken bringt, da es den Abstand der am Seil befestigten Teile verändert, Schwierigkeiten beim Antrieb hervor. Jeffrey empfiehlt ein Spezialseil, das aus



Abb. 35. Seilbauart nach Jeffrey.

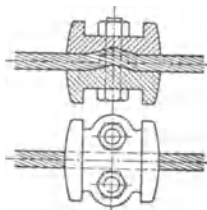


Abb. 36. Befestigungsstück.

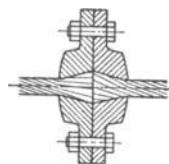


Abb. 37. Verbinden der Seilenden.

sechs keilförmigen Litzen besteht, deren radial gerichtete Seiten schon von vornherein flach gegeneinander liegen, wodurch die Streckung gemindert wird. Die eine Hälfte der Litzen ist rechts, die andere links gedreht, so daß das fertige Seil halb Albert-, halb Kreuzschlag hat, eine Maßnahme, die dem Drehbestreben entgegenwirken soll (Abb. 35).

Die Fördererlemente werden durch Festklemmen am Seile befestigt. Jeffrey gibt dem Seil an der Klemmstelle eine Knickung (Abb. 36), während andere das Seil glatt lassen.

Das Verbinden des Seiles geschieht nach Abb. 37 in der Weise, daß die Seilenden aufgetrieben und ausgegossen und so in die beiden Hälften einer Scheibenkupplung eingelegt werden. Oder man benutzt ein Klemmstück nach Abb. 36, biegt aber die Seilenden innerhalb desselben seitlich aus.

Wenn mehrere Seilstränge vorhanden sind, wie bei dem Bradley-Becherwerk<sup>1)</sup>, so wird an der Verbindungsstelle immer zwischen zwei Klemmstücken ein Seil unterbrochen (Abb. 38). Die übrig-

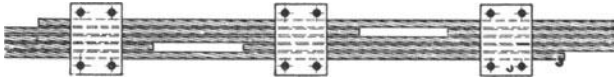


Abb. 38. Seilverbindung bei mehreren Seilen.

bleibenden Seile müssen stark genug sein, um die gesamte Kraft zu übertragen.

Um bei Befestigung der Fördererlemente den richtigen Abstand einzuhalten, benutzt Garland nach Abb. 39 einen passend gebogenen Draht mit Handgriff, dessen Länge durch eine Schraube eingestellt werden kann.

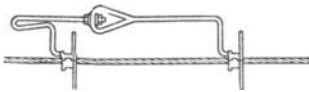


Abb. 39. Abstandmesser.

Bei der geringen Anwendung, die das Seil bisher in Deutschland gefunden hat, ist es mir nicht möglich, ausführliche Angaben über die Bestimmung der Seilstärke zu machen. Doch sei bemerkt, daß es bei diesen Seilen nicht nur auf Zugfestigkeit, sondern auch auf Steifigkeit gegenüber exzentrisch angreifenden Kräften ankommt. Daher empfiehlt es sich, starke, weniger biegsame Seile zu verwenden und die erforderlichen großen Scheibendurchmesser in Kauf zu nehmen.

### c) Gurte<sup>2)</sup>.

Für leichte bis mittlere Beanspruchung genügen Gurte aus Hanf oder Baumwolle. Baumwollriemen werden entweder in voller Stärke durchgewebt oder aus Baumwolltuch gefaltet und durchnäht hergestellt. In rohem Zustande sind diese Riemen gegen Nässe sehr empfindlich, und sie müssen daher, wenn sie an feuchten Orten verwendet werden sollen, mit Gerbsäure getränkt oder mit Wachs imprägniert werden. Haltbarer und widerstandsfähiger gegen Feuchtigkeit, allerdings entsprechend teurer, sind Kameelhaarriemen.

Für lebhaften Betrieb und schwere Beanspruchung eignen sich Balata- und noch besser Gummiriemen. Beide sind gegen Feuchtigkeit in hohem Grade unempfindlich. Erstere bestehen aus zwei bis sieben Lagen Baumwollgewebe, die mit Balatamasse überzogen, zusammengeklebt und durchnäht werden. Gummiriemen sind Baumwollgewebe mit Gummiüberzug. Die Continental Caoutchouc Co.

<sup>1)</sup> Vgl. Abschnitt 9, d.

<sup>2)</sup> Vgl. hierzu Abschnitt 6 und 8.

führt Förderbänder mit 2 oder 3 Einlagen und  $4\frac{1}{2}$  bzw.  $5\frac{1}{2}$  mm Stärke aus. Sie werden unter einem Druck von 250 kg/qcm gepreßt und gestreckt, damit im Betriebe möglichst keine bleibenden Dehnungen mehr eintreten. Die Festigkeit des ungenümmierten Gewebes ist 625 kg auf 10 cm Breite für eine Einlage.

Bei schwerer Beanspruchung werden bis zu 7 Einlagen verwandt. Es ist darauf zu achten, daß die Ränder im Betriebe nicht beschädigt werden, da sonst die eindringende Feuchtigkeit eine rasche Zerstörung herbeiführt.

Nach Stephan<sup>1)</sup> haben Zerreißfestigkeit und spezifisches Gewicht der Gurte im Durchschnitt folgende Werte:

#### Zahlentafel 5.

Festigkeit und spezifisches Gewicht von Gurten.

|  | Zerreißfestigkeit<br>(kg/qcm) | Spez. Gewicht |
|--|-------------------------------|---------------|
| Gewebe Hanfgurte (glatt gewalzt) . . . | 400 bis 500                   | 0,75 bis 0,80 |
| Hanfgargurte (glatt gewalzt) . . .     | 750                           | 0,75 bis 0,80 |
| Genähte Baumwolltuchriemen . . .       | 400 bis 450                   | 1,1           |
| Gewebe Baumwollriemen . . . . .        | 350                           | 0,75 bis 0,80 |
| Kameelhaargurte . . . . .              | 300                           | 1,1           |
| Balatgurte . . . . .                   | 400 bis 450                   | 0,95 bis 1,1  |

Ganz wesentlich niedriger ist die Festigkeit von Papiergarn- oder Zellstoffgurten; sie erhebt sich bei reinem Papiergarn selten über etwa 100, steigt jedoch bei Zuhilfenahme von Baumwollfaser bis zu 200 kg/qcm. Das Papiergarn wird bekanntlich durch Verspinnen (Drallieren) schmaler Papierstreifen hergestellt; das Weben des Gurtes geschieht in grundsätzlich derselben Weise wie bei Baumwollgarn. Wenig bewährt haben sich jedoch solche Gurte, die aus verschiedenen zusammengenähten Lagen bestehen, weil das baumwollene Nähgarn eine andere Dehnung besitzt als das Papiergarn und daher unter der Betriebsbeanspruchung leicht reißt. Riemen, die in einem Stück durchgewebt sind, halten wesentlich mehr aus. Man sei vorsichtig in der Wahl des Fabrikates! Während des Krieges ist in Zellstoffgurten sehr viel minderwertige Ware auf den Markt gebracht worden, und auch das, was heute angeboten wird, ist nicht von gleicher Güte<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Der praktische Maschinen-Konstrukteur 1905, S. 117 u. f. Vgl. auch Stephan, Treibriemen und Riemetriebe, Leipzig 1920: Verlag von O. Leiner.

<sup>2)</sup> Eine Überwachung und Kennzeichnung brauchbarer Riemenbauarten wird durch den „Deutschen Treibriemenverband von 1919“, Berlin, Potsdamer Str. 122a/b, ausgeübt, der den größten Teil der Hersteller sogen. „neuezeitlicher Treibriemen“ umfaßt.



In sehr nassen Betrieben, wie Kohlen- und Getreidewäschen, werden zuweilen Stahldrahtgurte benutzt, die aus gelenkig verbundenen, flachen Drahtspiralen bestehen (Abb. 40). Die Baumwoll-

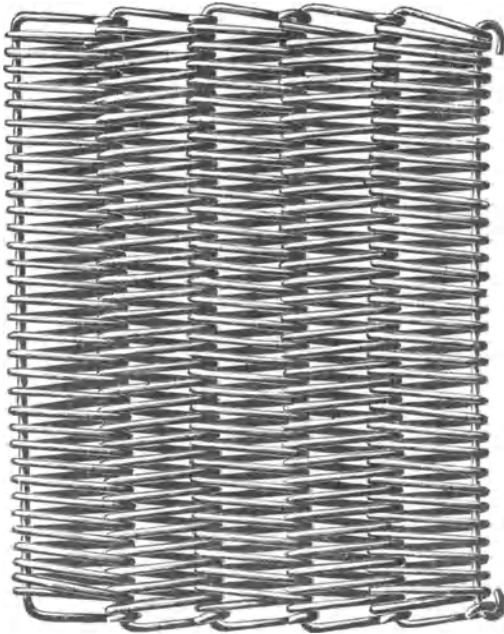


Abb. 40. Stahldrahtgurt.

knappheit in und nach dem Kriege hat zu umfangreicher Verwendung dieser Gurte, zum Teil in abgeänderter Form, auch an anderen Stellen gezwungen, und zwar sowohl für Förderbänder wie für Becherwerke. Neuerdings kommen auch in größerem Umfange dünne, biegsame Stahlbänder zur Anwendung, die von der Sandviken-Transportband - Gesellschaft, Charlottenburg, in Stärken von 0,8 bis 1,0 mm und Breiten bis zu 400 mm geliefert werden. Die Bänder werden aus Holzkohlenstahl hergestellt, kalt gewalzt und einem besonderen Härteverfahren ausgesetzt. Sie erhalten dadurch eine sehr widerstandsfähige Oberfläche.

Wegen anderer Sonderbauarten von Gurten, die als Ersatz für Förderbänder aus Baumwolle usw. dienen sollen, muß auf Abschnitt 6 verwiesen werden.

## 2. Abschnitt.

### Die Unterstützung des Förderers.

Die Förderer mit Zugmittel müssen bei wagerechtem und schrägem Lauf zwischen den Leitrollen unterstützt werden, damit kein übermäßiger Durchhang auftritt. Bei leichten Förderern, namentlich solchen, die an sich straff gespannt sind oder nahezu senkrechten Lauf haben, genügt Unterstützung in einzelnen Punkten. Es werden dann in größeren Abständen fest gelagerte Tragrollen von 300 bis 600 mm Durchmesser gesetzt, über die das Zugmittel oder bei ge-

eigneter Form die Fördererelemente selbst laufen. Vorzugsweise findet sich diese Anordnung bei den leer zurückkehrenden Strängen von Becherwerken und Kratzern. Die Rollen sind gewöhnlich fest aufgekeilt auf Achsen, die sich in Lagern beliebiger Bauart mit Öl- oder Fettschmierung drehen.

Die meisten Förderer, insbesondere schwere Ausführungen, bedürfen indessen einer gleichmäßigen Unterstützung auf der ganzen Länge. Eng aneinandergerückte feste Tragrollen zu verwenden, ist wegen des holprigen Übergangs, namentlich bei langgliedrigen Ketten, nicht üblich. Man pflegt vielmehr parallel dem Förderer Schienen zu verlegen, auf die er sich mit Gleitschuhen oder Laufrollen abstützt. Bei Kratzern schleifen zuweilen die Fördererelemente selbst in ihrem Troge.

Gleitstützung kommt vorzugsweise zur Anwendung, wenn billige Herstellung und einfache Bedienung gefordert wird und der Kraftverbrauch keine ausschlaggebende Rolle spielt.

Mit dem Schleifen ist je nach der Art des Fördergutes, das sich von den gleitenden Flächen schwer ganz fernhalten läßt, eine mehr oder minder erhebliche Abnutzung verbunden, weshalb es sich empfiehlt, Schiene und Gleitstücke auswechselbar zu machen.

Rollenstützung ergibt geringeren Kraftverbrauch, aber erheblich höhere Anlagekosten. Natürlich sind Rollen nur dann am Platze, wenn durch geeignete Bauart und gute Wartung dafür gesorgt wird, daß die Rollen sich sicher drehen und nicht schleifen. In unsauberen Betrieben, wie sie bei Massenförderung nicht selten sind, ist aber die Instandhaltung der Laufbahnen und die Schmierung der Rollen oft eine ziemlich schwierige Aufgabe. Der einfacheren Bedienung wegen wird deshalb in solchen Fällen selbst bei größeren Anlagen oft Gleitstützung vorgezogen. Man pflegt die Rollen in eiserne Formen zu gießen und nicht zu bearbeiten, so daß sie eine harte Lauffläche erhalten.

Bei Ablenkungen des Förderers in der senkrechten Ebene genügt, wenn der Winkel klein ist und Laufrollen vorhanden sind, ein gebogenes Schienenstück für den Übergang. Bei rechtwinkliger Ablenkung, die namentlich bei Schaukelbecherwerken häufig vorkommt, hängt die Art der Stützung von der Größe des Kettenzuges  $S$  ab. Bei großem Wert von  $S$  empfiehlt es sich, der Kraftersparnis und der Schonung der Laufrollen wegen, eine Leitrolle zu setzen; bei geringer Spannung kann eine senkrechte Leitkurve ausreichen.

Der Zapfendruck ist bei Leitrollenablenkung, wenn die Kettenspannungen auf beiden Seiten nicht sehr weit voneinander abweichen:

$$2 S \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Derselbe Wert kann angenähert für die Summe der Zapfenbelastungen bei Ablenkung durch Leitkurven eingesetzt werden.  $\alpha$  ist der von den beiden Kettensträngen eingeschlossene Winkel.

Die Laufrollen werden entweder an der Kette oder an den Fördererelementen angebracht und drehen sich auf festen Bolzen. Geschmiert werden sie mit Öl, Fett oder Graphit. Fettschmierung kommt häufig zur Anwendung, und zwar in der Form, daß auf den Kopf der Achse oder die Nabe der Laufrolle eine Stauffbüchse geschraubt wird, die das Fett durch eine Bohrung oder eine Nut des Zapfens an die Laufflächen preßt. Abb. 41 bis 44 geben verschiedene Ausführungen von Laufrollen mit Fettschmierung. In Abb. 42 ist in der Rolle selbst ein als Fettbehälter dienender

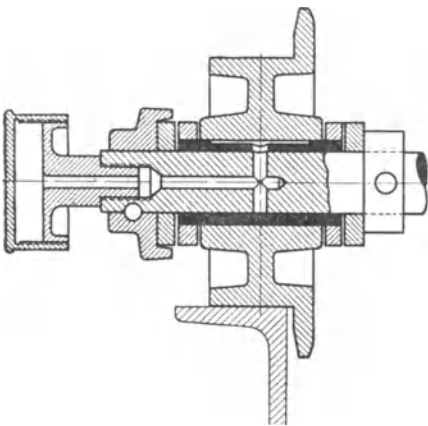


Abb. 41. Laufrolle von Luther mit Fettschmierung.

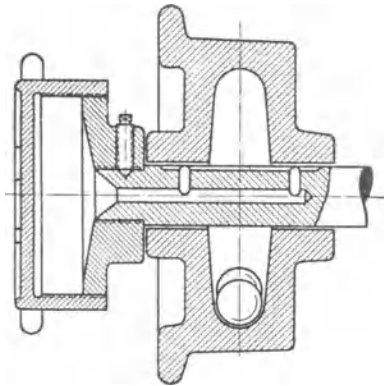


Abb. 42. Laufrolle von Amme, Giesecke & Konegen mit Fettschmierung nach Gebrauchsmuster 695 100.

Hohlraum geschaffen. Zwei in diesen Hohlraum eingelegte Kugeln sollen verhindern, daß das Fett sich am äußeren Umfang des Hohlraumes festsetzt, und es bei der Rollendrehung immer wieder der Achse zuführen. Um der Bedienung das Nachdrehen der Büchsen zu ersparen, versieht Schenck die Ränder der Büchsen mit einer Verzahnung (Abb. 43 und 44), die, während die Laufrollen das Antriebsrad umlaufen, in ein kurzes Zahnstangenstück eingreift, so daß die Büchsen um einen bestimmten Winkel gedreht werden<sup>1)</sup>. Die Zahnstange auf der entgegengesetzten Seite des Förderers liegt umgekehrt, so daß sämtliche Büchsen das gleiche Gewinde haben können. Nach beendetem Umlauf werden durch ein Hebelgetriebe die Zahnstangen ausgerückt. Da die Zahnstangen nachgiebig ge-

<sup>1)</sup> Vgl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 365.

lagert sind, so ist von einem ungünstigen Zusammentreffen mit den Zähnen kein Bruch zu befürchten. Wenn die Füllung verbraucht ist, so läuft das Gewinde ab, und die Büchse hängt nur noch lose auf der Nabe.

Die einfachste Form der Schmierung mit Öl ist die, daß durch ein kleines Loch in der Nabe Öl auf die Laufstelle gegossen

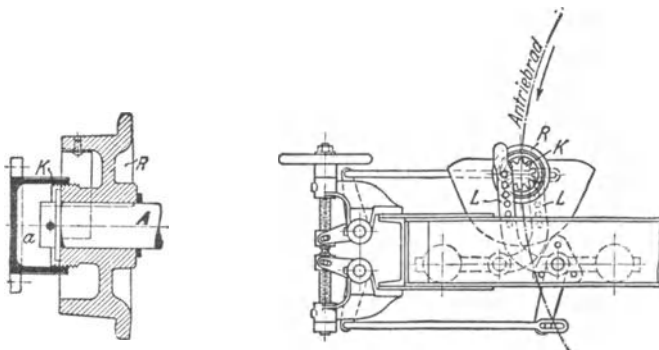


Abb. 43 und 44. Selbsttätige Laufrollenschmierung (Schenck).

wird. Dieses sehr unvollkommene Verfahren läßt sich dadurch verbessern, daß man im Rollenkörper einen Hohlraum ausspart, der einen Ölbehälter bildet (vgl. Abb. 45). Der Hohlraum kann mit

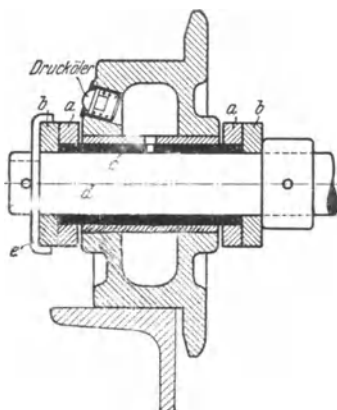


Abb. 45. Laufrolle mit Ölschmierung (Luther).  
Vgl. hierzu Abb. 4 bis 6, S. 9.

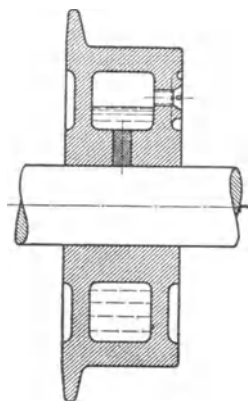


Abb. 46. Laufrolle mit Ölvorrat (Link Belt Co.).

Filz oder einem ähnlichen Stoff gefüllt werden, der instande ist, das Öl längere Zeit zu halten. Die Packung muß dann unmittelbar an der Welle anliegen; ein anderer Weg ist der, den Hohlraum durch eine mit einer saugfähigen Masse gefüllte Bohrung mit der Lauffläche zu verbinden (Abb. 46).

Um das Neutränken der in den Hohlraum eingelegten Packung selbsttätig ausführen zu lassen, versah die Link Belt Co. nach einer früheren Ausführung jede Rolle mit einem Schöpfröhrchen entsprechend Abb. 47 und 48. Die Darstellung zeigt das Röhrchen in verschiedenen Stellungen, wie es aus dem Öltrog die Flüssigkeit auf-

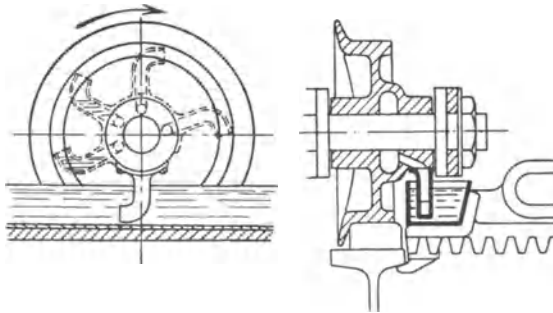


Abb. 47 und 48. Selbsttätiges Schmierverfahren der Link Belt Co.  
Ältere Bauart.

nimmt und sie an die Filzfüllung abgibt. Der Trog wird nach beendeter Schmierung zur Seite gerückt.

Diese Anordnung wies indessen den Nachteil auf, daß die Kanäle, wie alle offenen Schmierlöcher, sich in staubigen Betrieben leicht verstopften und daher von Zeit zu Zeit mittels eines Drahtes gereinigt werden mußten. Die Link Belt Co. ist deshalb später zu dem durch Abb. 49 und 50 erläuterten Schmier-

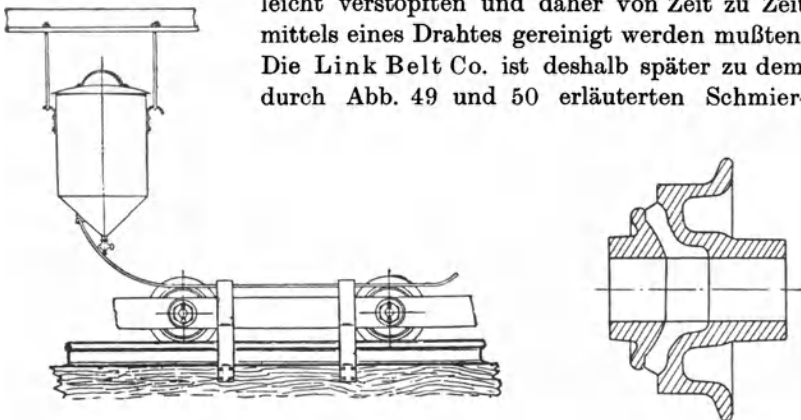


Abb. 49 und 50. Selbsttätiges Schmierverfahren der Link Belt Co.  
Neuere Bauart.

verfahren übergegangen. Die Filzpackung befindet sich in einem nach außen durchgeführten Ringspalt, der nur durch Rippen unterbrochen ist. Das Öl wird den Laufrollen durch eine Stange, an der es langsam herunterläuft, zugeführt und durch den äußeren Rand der Packung abgestreift, von wo es sich durch die ganze Masse verteilt.

Bei der Schmiervorrichtung nach Abb. 51, die von Stotz für Schaukelförderer<sup>1)</sup> ausgeführt wird, geschieht die Ölzuführung in der Weise, daß ein an der Kette angebrachter Schmierkelch<sup>2)</sup> beim Vorübergehen einen Bügel anhebt, der durch den senkrechten Stift das

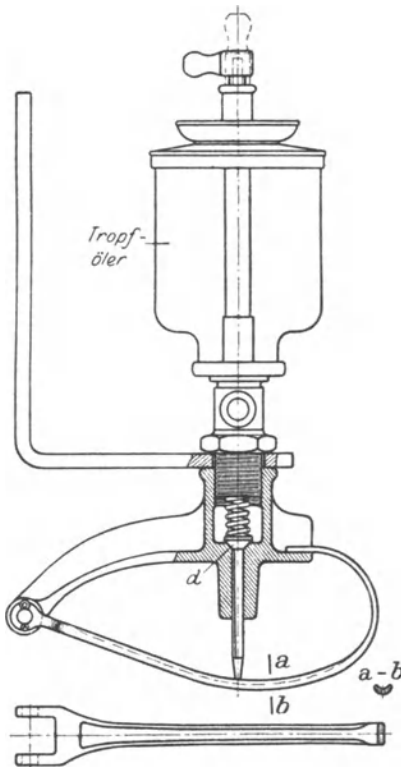


Abb. 51. Selbsttätige Schmiervorrichtung für Schaukelförderer (Stotz).

Ventilchen *d* betätigt, so daß jedesmal ein Tropfen Öl ausfließt, der durch den Schmierkelch abgestreift wird und an die Laufrollenachse gelangt. Für sehr staubige und schmutzige Betriebe, insbesondere in Ziegeleien, eignet sich die Ausführung nicht, weil die Löcher sich zusetzen. Deshalb wird in solchen Fällen Staufferschmierung angewandt.

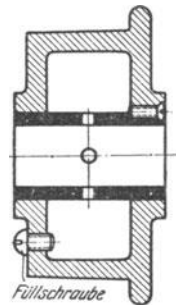


Abb. 52. Laufrolle mit Graphitschmierung (Fredenhagen).

Eine Laufrolle mit Graphitschmierung führt Fredenhagen aus (Abb. 52). Der Hohlraum der Rolle dient zur Aufnahme des in Stangenform hergestellten Graphits, der durch eine mit Schraube verschließbare Öffnung eingefüllt wird. Durch die Bohrungen der Metallbüchsen kann der Graphit, der sich bei der Drehung der Rollen ablöst, an die Lauffläche gelangen. Der Bauart wird als Vorteil zugeschrieben, daß die Füllung mehrere Jahre ohne Wartung vorhält, und daß kein Herabtropfen von Schmierstoff vorkommt.

<sup>1)</sup> Vgl. Bd. II, 2. Aufl., S. 134.

<sup>2)</sup> Vgl. Abb. 29, S. 17.

Nicht bewährt hat sich, soviel mir bekannt, eine Ausführung, bei welcher der Graphit in einer Aussparung der Nabe untergebracht ist. Bei Verwendung von Graphit hüte man sich in jedem Falle vor schlechtem Material, das Quarzsplitter u. dgl. enthält und die gleitenden Flächen stark angreifen kann!

Von großem Interesse wären einwandfreie praktische Versuche darüber, welche Unterschiede hinsichtlich des Bewegungswiderstandes bei den verschiedenen Arten der Schmierung auftreten.

### 3. Abschnitt.

#### Der Antrieb.

Zum Antrieb der Förderer werden in der Regel, bei Gurten und kurzgliedrigen Ketten immer, Räder oder Rollen benutzt. Die Kettenräder sind mit Zähnen versehen, die in die Öffnungen der Kette eintreten, doch können auch glatte Rollen angewandt werden, wenn die von der Belastung hervorgerufene Reibung genügt, um die Kette mitzunehmen. Diese Ausführung, die besonders bei leichten Elevatoren mit Krankette oder Temperguß-Treibkette vorkommt, hat den Vorteil, daß unvorhergesehene Widerstände keinen Bruch, sondern nur ein Gleiten des Zugmittels herbeiführen, und daß ungenaue Teilung der Kette keine üblen Folgen hat.

Wird die Spannung im ablaufenden Trum mit  $S_2$  bezeichnet, so ist bei glatten Rollen die übertragbare Umfangskraft:

$$P = S_2 (e^{\mu \alpha} - 1).$$

In den meisten Fällen dürfte der Reibungskoeffizient den Wert  $\mu = 0,15$  nicht unterschreiten. Der Spannungswinkel ist fast immer  $\alpha = \pi$ . Mit diesen Werten folgt:

$$P = 0,6 S_2 \dots \dots \dots (11)$$

Zu beachten ist, daß, wenn der Elevator unter Last anläuft, die Umfangskraft auf mindestens das Doppelte des normalen Wertes zu steigen pflegt.

Am Umfange des Antriebrades treten Kräfte in tangentialer und in radialer Richtung auf. Bei gezahnten Rädern werden gewöhnlich beide an den Gelenkpunkten der Kette auf den Radkörper übertragen. Indessen kann auch, wie Abb. 53 zeigt, der Angriff des Zahnes in der Mitte des Gliedes stattfinden, wenn nur an den Gelenkpunkten radiale Stützung vorgesehen ist, da andernfalls Biegespannungen in dem Gliede auftreten würden. Bei vierseitigen Antriebstrommeln können die Glieder flach an der Seite des Prismas

anliegen, ohne daß eigentliche Zähne ausgebildet würden, genügende Belastung der Trommel vorausgesetzt.

Bei hoher Beanspruchung ist entsprechend kräftige Ausführung des Antriebrades erforderlich; insbesondere ist gegebenenfalls darauf Rücksicht zu nehmen, daß Klemmungen in dem Kettenlauf auftreten können. Häufig werden die Räder, z. B. für Schaukelbecherwerke, als Blechscheiben ausgeführt mit Auskehlungen am Umfang, in welche die Laufrollen passen<sup>1)</sup>.

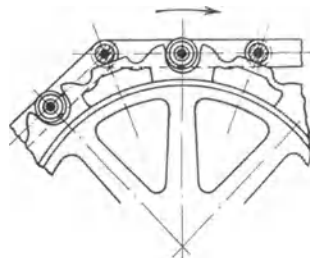


Abb. 53. Antriebrad mit Zahnangriff in der Mitte des Kettenliedes.

Der Teilkreisdurchmesser der Räder berechnet sich, wenn  $l$  die Ketten-  
teilung bezeichnet, als

$$D = \frac{l}{\sin \frac{180}{z}} \dots \dots \dots (12)$$

Die mittlere Geschwindigkeit der Kette ist:

$$v = \frac{n}{60} z \cdot l \dots \dots \dots (13)$$

Die Zähne sind so zu formen, daß sie dem Ein- und Austreten der Kette keinen Widerstand bieten, also am einfachsten nach Kreisbögen um die benachbarten Kettengelenkpunkte. Die Ausführung und Berechnung des Radkörpers geschieht in derselben Weise wie bei Zahnrädern. Die Arme erhalten häufig elliptischen Querschnitt.

Das Gewicht des Kettenrades ist nach dem Entwurf zu berechnen oder aus vorhandenen Verzeichnissen zu entnehmen<sup>2)</sup>.

Beim Antrieb mit gezahnten Rädern ist ein Haupterfordernis, daß die Teilungen von Kette und Rad genau übereinstimmen und so erhalten bleiben. Andernfalls findet beim Auftreffen eines jeden Gliedes ein Stoß statt, der den Verschleiß und die Zerstörung des Materials beschleunigt.

Einem dauernd guten Zusammenarbeiten von Rad und Kette wirken drei Umstände entgegen: die Abnutzung der Zähne, die Abnutzung der Kette und die Formänderung der Kettenglieder, letztere allerdings in erheblichem Maße nur dann, wenn Biegungs-

<sup>1)</sup> Die Laufrollen können auch außerhalb der Kette gesetzt werden, so daß die Zähne des Kettenrades nicht an diesen für hohe Beanspruchung wenig geeigneten Teilen angreifen. (Vgl. hierzu Abb. 327 bis 332, S. 173 und 174).

<sup>2)</sup> Vergl. Zahlentafel 3, S. 14 (Räder für Stahlbolzenketten).



spannungen an den Gliedern auftreten. Soll auf die Dauer ein ruhiger Eingriff erhalten bleiben, so ist eine reichlich starke Kette zu wählen.

Der Verschleiß des Rades läßt sich durch große Zähnezahl herabziehen, auch wendet man wohl das Mittel an, die Zähne hart zu gießen oder; wie in Abb. 54, besonders einzusetzen, so daß sie ausgewechselt werden können. Abb. 55 zeigt ein ähnliches Rad zum Antrieb eines Seilförderers, dessen Zähne beweglich sind und an den aufgeklemmten Förderelementen anfassend<sup>1)</sup>.

Um die Vergrößerung der Kettenteilung unschädlich zu machen, versieht man zuweilen die Räder mit nachstellbaren Zähnen<sup>2)</sup>. Eine amerikanische Ausführung dieser Art gibt Abb. 56 wieder. Die Mit-



Abb. 54.

Kettenrad mit eingesetzten Zähnen.

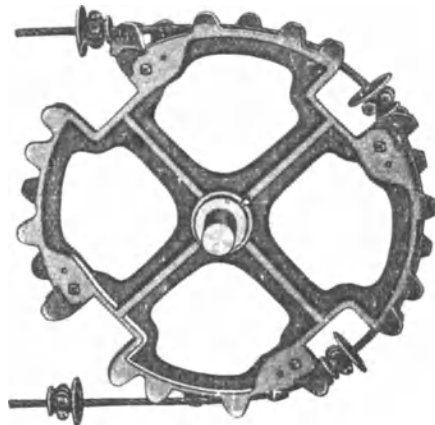


Abb. 55.

Antriebrad für einen Seilförderer.

nehmer  $M$  des für Kabelkette (vergl. Abb. 16) bestimmten Rades sind im Radkörper radial verschiebbar gelagert und am inneren Ende mit Keilflächen versehen, die an entsprechenden Flächen der Büchse  $B$  anliegen. Hat sich die Kette gelängt, so wird  $B$  durch die Schrauben  $S_1$  nachgezogen und so der Teilkreisdurchmesser des Rades vergrößert, worauf die Zähne durch die Stellschraubchen  $S_2$  wieder in ihrer Lage gesichert werden.

<sup>1)</sup> Vergl. die amerikanischen Patente 649 563 (Willson) und 811 134 (Dufour-Jeffrey), die Winke für den Entwurf von Antriebrädern für Seilförderer enthalten.

<sup>2)</sup> Vergl. hierzu die Greiferscheiben mit nachstellbaren Zähnen für Kettenförderungen, Band II, 2. Aufl., S. 87 und 88.

Den Durchmesser des Antriebrades wählt man möglichst klein, um einen geringen Widerstandsarm zu erhalten und die Übersetzung der Antriebvorlege zu beschränken. Andererseits ist aber für einen ruhigen Kettenlauf, besonders bei hoher Geschwindigkeit, große Zähnezahl erwünscht, weil sich dann, wie schon erwähnt, die Abnutzung auf mehr Zähne verteilt, und weil die Änderung des Hebelarmes beim Vorübergang jedes Gliedes weniger fühlbar wird. Bei Geschwindigkeiten über 1 m/sek darf etwa  $z = 16$  als untere Grenze empfohlen werden, bei geringeren Geschwindigkeiten geht man nötigenfalls auf 8 bis 10 Zähne herunter.

Bei eigentlich langgliedrigen Ketten mit Teilungen über etwa 250 mm läßt sich auch diese Grenze aus konstruktiven Gründen

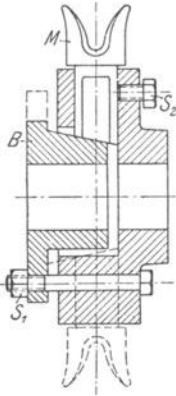


Abb. 56. Kettenrad mit nachstellbaren Zähnen.

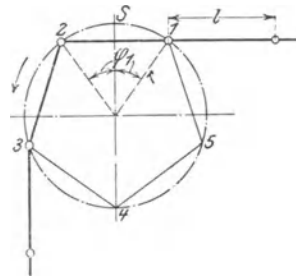


Abb. 57. Schema eines Kettenantriebes.

häufig nicht mehr einhalten. Beispielsweise werden zum Antrieb langsam laufender Elevatoren und Bänder mit Flacheisenketten häufig vierseitige Antriebstrommeln benutzt. Natürlich treten dann erhebliche Geschwindigkeitsunterschiede auf. Aus Abb. 57 geht hervor, daß bei gleichbleibender Winkelgeschwindigkeit der Scheibe die Geschwindigkeit des auflaufenden Kettentrums vom Auftreffen eines Gelenkpunktes an wächst, bis der Gelenkpunkt nach  $S$  kommt, und dann wieder abnimmt bis zum Punkte 2. In diesem Augenblick trifft ein neues Gelenk bei 1 ein, so daß auf die Verzögerung jetzt plötzlich eine gleich große Beschleunigung der Kette folgt. Wird angenommen, daß die Kette sich selbst parallel bleibt, so ergibt sich mit den eingeschriebenen Bezeichnungen die Beschleunigung als:

$$p = r \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi_1 .$$

Mit  $l$  als Kettenteilung in  $m$  folgt:

$$\begin{aligned}\sin \varphi_1 &= \frac{l}{2r} \\ \omega &= \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot v}{z \cdot l} \\ p &= 2 \left( \frac{\pi \cdot v}{z} \right)^2 \cdot \frac{1}{l} \dots \dots \dots (14)\end{aligned}$$

Dem Übergang aus der verzögerten in die beschleunigte Bewegung entspricht, wenn  $G$  das Gewicht der bewegten Teile des Förderers einschließlich Belastung bezeichnet, eine Kraft

$$2p \frac{G}{g}.$$

Da diese Kraft plötzlich auftritt, so ist die durch sie hervorgerufene Beanspruchung doppelt so hoch, als bei ruhender Belastung, und muß also bei Berechnung der Spannung im zweifachen Betrage zu der vorher herrschenden Spannung addiert werden. Da diese aber unter dem Einfluß der Massenverzögerung um  $p \frac{G}{g}$  kleiner war, als die mittlere Kettenspannung  $S$ , so ist als ideelle Belastung für die Berechnung der Kette einzusetzen:

$$S_i = S + 3p \frac{G}{g} \dots \dots \dots (15)$$

Beispiel: Ein eisernes Band von 60 m Länge leistet bei 0,30 m/sek Geschwindigkeit 36 t/st. Das Leergewicht beträgt 60 kg/m und der Widerstandskoeffizient

$$w = \frac{1}{20}.$$

Das bewegte Gewicht beträgt angenähert<sup>1)</sup>:

$$G = 60 \cdot 2 \cdot 60 + \frac{36}{3,6 \cdot 0,30} \cdot 60 = 7200 + 2000 = 9200 \text{ kg},$$

also der Bewegungswiderstand:

$$W = \frac{1}{20} 9200 = 460 \text{ kg}$$

und, wenn infolge Anziehens der Spannvorrichtung noch 100 kg hinzukommen, die Kettenspannung bei gleichförmiger Bewegung

$$S = 560 \text{ kg}.$$

<sup>1)</sup> s. Gleichung 2, Seite 2.

Wenn nun zum Antrieb ein fünfzähniges Rad benutzt wird, bei 250 mm Kettenteilung, so folgt:

$$p = 2 \left( \frac{\pi \cdot 0,3}{5} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,25} = 0,284 \text{ m/sek}^2$$

$$\begin{aligned} S_i &= 560 + 3 \cdot 0,284 \frac{9200}{9,81} \\ &= 560 + 800 = 1360 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Die Beanspruchung der Kette wird also durch die Beschleunigungskräfte um nahezu das  $1\frac{1}{2}$  fache erhöht.

Falls die Teilung infolge von Abnutzung der Kette größer ist als die des Rades, so tritt beim Auftreffen des Gelenkes außerdem eine Augenblicksbeschleunigung, ein Stoß, auf, der höhere Beanspruchungen hervorrufen kann, und der je nach den Umständen durch Wahl niedriger Spannungswerte berücksichtigt werden muß.

Bisher war angenommen, daß die Kette, wie meistens der Fall ist, als sehr wenig nachgiebig anzusehen ist, so daß die bei plötzlicher Belastung entstehenden Schwingungen sehr geringe Dauer haben und bald gedämpft werden. Besitzt die Kette besonders große Elastizität, so wächst die Dauer der Schwingungen, und es ist denkbar, daß die Eigenschwingungsdauer der Kette mit der Zeit des Vorüberganges eines Gliedes zusammenfällt oder in einem einfachen Verhältnis dazu steht. Dann verstärken sich die Schwingungen durch Resonanz. Häufig treten auch bei geringer Kettengeschwindigkeit in größerer Entfernung vom Antrieb sehr auffällige Schwingungen auf, während am Antrieb selbst die Ungleichförmigkeiten der Bewegung sich mit dem Auge nicht wahrnehmen lassen. Ferner ist zu bemerken, daß der am Ampèremeter abgelesene Stromverbrauch in jeder Periode schwankt.

Der Einfluß dieser Schwingungen auf die Beanspruchung der Kette ist rechnerisch schwer zu verfolgen. Verviesen sei auf die Schrift von Pfeleiderer: „Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen“.

Natürlich erhöht sich auch der Gesamtkraftverbrauch des Förderers, da die aufgewandte Beschleunigungsarbeit nur zum Teil wiedergewonnen wird. Während ein Kettengelenkpunkt sich gemäß Abb. 57 vom Punkte 1 bis zum Punkte S bewegt, wird eine Beschleunigungsarbeit

$$A_b = \frac{G}{g} \frac{v_{max}^2 - v_{min}^2}{2},$$

und mit  $v_{max} = r\omega$ :

$$A_b = \frac{G}{g} \frac{\omega^2}{2} [r^2 - (r \cos \varphi_1)^2] = \frac{G}{g} \frac{\omega^2}{2} \left(\frac{l}{2}\right)^2$$

geleistet; mit  $\omega = \frac{2\pi v}{z l}$  (s. oben) folgt weiter:

$$A_b = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 \cdot v^2}{2 z^2}.$$

Dieser Ausdruck gilt für ein einzelnes Glied. Bei einer vollen Umdrehung ist die  $z$ -fache Arbeit zu leisten, aus der sich dann wieder durch Division durch den Widerstandsweg  $\pi D = 2\pi r$  der am Teilkreis halbmesser wirkende Widerstand ergibt. In Wahrheit wird ein Teil der Arbeit zurückgewonnen, weshalb der so entstehende Ausdruck noch mit einem Koeffizienten  $\xi$  multipliziert werden muß. Dann ergibt sich:

$$W_b = \xi \frac{G}{g} \frac{\pi v^2}{2 z D}.$$

Bei meinen Versuchen<sup>1)</sup> ergab sich  $\xi$  bei verschiedenen Ketten-  
spannungen zu 0,1 bis 0,2, indessen ging hier die Kette zwischen  
den beiden Rädern senkrecht frei, so daß infolge der seitlichen  
Schwingungen ein Längenausgleich eintreten konnte. Für senkrechte  
Elevatoren mit nicht geführter Kette sind diese Werte richtig, da-  
gegen fragt es sich, ob der Wert  $\xi$  und damit die Verluste bei  
Förderern mit geführten Ketten, also beispielsweise bei Kratzern,  
den wagerechten oder schrägen Strängen von Becherwerken und  
dergleichen nicht höher sein werden. Zuverlässig kann dies erst  
durch ausgedehntere Versuche festgestellt werden, bei denen übrigens  
auch festgestellt werden müßte, ob nicht bei geringer Zähnezahl  
— die Versuche beschränkten sich auf Räder mit ziemlich vielen  
Zähnen — Abweichungen eintreten.

Mit dem höchsten bisher beobachteten Koeffizienten  $\xi = \sim 0,2$   
ergäbe sich für obiges Beispiel der für den Kraftverbrauch in  
Rechnung zu stellende Widerstand folgendermaßen:

$$W_b = 0,2 \frac{9200}{9,81} \cdot \frac{\pi \cdot 0,30^2}{2 \cdot 5 \cdot 0,426} = 12,4 \text{ kg.}$$

Dieser Betrag ist, verglichen mit dem Gesamtwiderstand, sehr ge-  
ring, und es wird daher, wenn nicht neue Versuche ganz erheblich  
abweichende Werte ergeben sollten, von der Berücksichtigung dieses  
Widerstandes für die Berechnung des Kraftverbrauches in  
allen praktischen Fällen abgesehen werden dürfen.

<sup>1)</sup> Vergl. „Forschungsarbeiten“, herausgegeben vom Ver. deutsch. Ing.,  
Heft 145.

Häufig ist versucht worden, den einfachen Kettenantrieb zu verbessern, mit dem Ziel, entweder eine gleichförmige Bewegung herzustellen oder den Stoß beim Eingriff auszuschalten oder aber beides zusammen zu erreichen. Alle diese Bauarten sind, soweit sie es bisher überhaupt zur praktischen Anwendung gebracht haben, in Deutschland wieder verschwunden, weshalb an dieser Stelle ein kurzer Hinweis auf die wichtigsten Ausführungsformen genügen mag<sup>1)</sup>.

Die Link Belt Co. behält das normale Kettenrad bei und stellt die gleichförmige Geschwindigkeit dadurch her, das das Antriebszahnrad unrunde Form erhält. Während bei dieser Anordnung die Eingriffstöße infolge ungenauer Teilung bestehen bleiben, löst ein vom Verfasser vorgeschlagener Antrieb (vergl. Patentschrift 141448) beide Aufgaben gleichzeitig dadurch, daß die Zähne als kurze Arme von Winkelhebeln ausgebildet und so geführt werden, daß sie einerseits allmählich zum Eingriff kommen, anderseits in einer Weise verzögert und beschleunigt werden, welche die sonst auftretenden Geschwindigkeitschwankungen aufhebt.

Hunt verlegt den Antrieb in den geradlinigen Teil des Förderers, indem er Stoßarme benutzt, die an einer sich drehenden Scheibe gelenkig befestigt sind und an Stehholzen zwischen den Kettenflacheisen anfassend. Eine gleichförmige Bewegung wird hierdurch nicht erreicht, die Ungleichförmigkeiten sind sogar mit dem Auge deutlich wahrnehmbar. Doch findet unabhängig von der Genauigkeit der Kettenteilung ein stoßfreier Eingriff statt.

Ein ziemlich naheliegender Gedanke ist der, eine Strecke weit parallel zu der langgliedrigen Kette eine solche mit kurzen Gliedern zu führen, die in der gewöhnlichen Weise durch Kettenräder mit genügender Zähnezahl eine hinreichend gleichmäßige Bewegung erhält und die Kette des Förderers mitnimmt. Die Bamag verwendet einen solchen „Schleppkettenantrieb“ für ihr Bradley-Becherwerk, dessen Zugorgan durch mehrere parallel laufende Drahtseile gebildet wird.

Wie aus Abb. 58 und 59 hervorgeht, sind die Mitnehmernasen möglichst nahe an die Mittellinie der Schleppkette herangerückt und dadurch die Biegungsbeanspruchung der Kettenglieder auf das geringste Maß beschränkt. Das belastete Kettentrum wird durch die an einer  $\square$ -Schiene sich führenden Rollen am Ausweichen nach oben gehindert. Die Teilung der Kette ist etwas kleiner als die des Becherwerkes, so daß jeder neu angreifende Zahn nach Maßgabe der Elastizität der Seile einen Teil der Last zu übernehmen

---

<sup>1)</sup> Wegen ausführlicher Darstellung vergl. 2. Aufl., S. 41 bis 46.

gezwungen ist. Die Kettengeschwindigkeit beträgt 0,28 m/sek. Vollkommen gleichmäßig ist die Bewegung noch nicht, da das Antriebsrad der Schleppkette nur acht Zähne hat, vielmehr treten

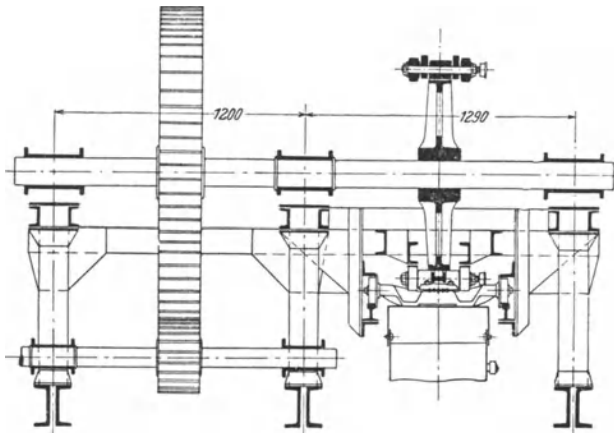


Abb. 58. (Querschnitt zu Abb. 59.)

auch hier zuweilen wahrnehmbare Schwingungen auf, doch hat sich die Bauart für den vorliegenden Verwendungszweck gut bewährt.

An welche Stelle des Förderers der Antrieb zu setzen ist, wird häufig durch örtliche Verhältnisse, Rücksicht auf Zugänglichkeit u. dgl. entschieden. Kann der Platz frei gewählt werden, so ist darauf zu sehen, daß die größte Kettenspannung möglichst niedrig ist und daß die Antriebskraft nicht unnötig durch solche Teile der Kette geleitet wird, die sonst schwach gespannt wären, weil sich dadurch, namentlich bei Ablenkungen der Kette, die Abnutzung und der Kraftverbrauch erhöhen. Danach ist in dem am häufigsten vorkommenden Falle, daß der Förderer aus zwei geraden, parallelen Strängen besteht, diejenige Endrolle anzutreiben, auf die das belastete Trum aufläuft. Bei Förderung von unten nach oben soll der Antrieb nicht nach unten gelegt werden.

Sehr vorteilhaft kann es indessen sein, zur Entlastung der Kette den Antrieb zwischen den höchsten und den tiefsten Punkt zu legen. Zur Klarstellung sei für den in Abb. 60 schematisch skizzierten Förderer der Kräfteverlauf ermittelt.

Angenommen ist, daß das Eigengewicht des Förderers 250, das der Nutzbelastung 140 kg/lf. m beträgt. Die Strecken *BC*, *CD*, *DE* und *EF* sind beladen, *FA* und *AB* leer. Bei *A* ist eine Spannvorrichtung angebracht, die in den anschließenden Kettensträngen eine Spannung von je 800 kg hervorruft. Für die Berechnung der

Widerstände auf den wagerechten Strecken ist angenommen, daß der Widerstandskoeffizient 0,03 ist, d. h., daß 1000 kg rollende Last 30 kg Widerstand hervorrufen. Die an den Kettenscheiben auftretenden

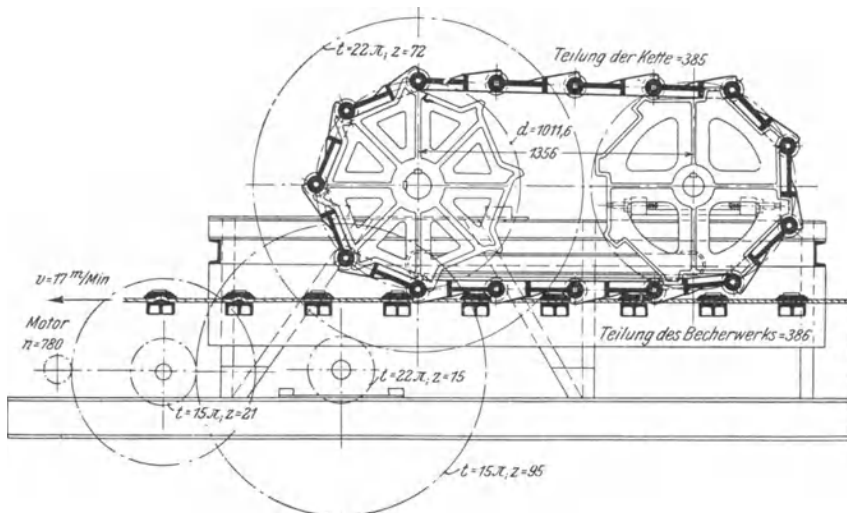


Abb. 59. Antrieb des Bradley-Becherwerkes (Bamag).

den Widerstände sind der Übersichtlichkeit halber nicht berücksichtigt worden.

Der Antrieb kann nach *F*, *E*, *D* oder *C* gelegt werden. Dem natürlichen Gefühl würde es entsprechen, den Punkt *F* zu wählen, weil

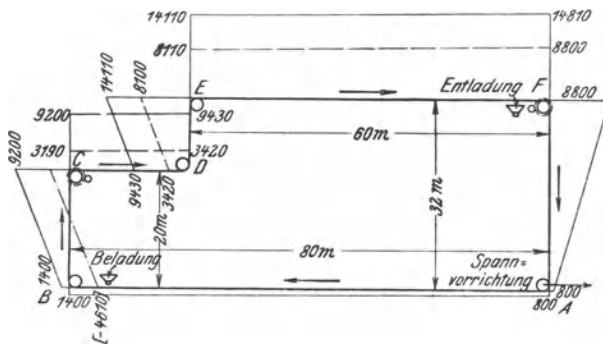


Abb. 60. Kräfteverlauf bei einem Förderer bei verschiedener Lage des Antriebs.

der Antrieb so den gesamten belasteten Kettenstrang durchzieht und nur der freihängende Strang *AF* nicht unter der unmittelbaren Wirkung des Antriebes steht. Die Spannungen verteilen sich dann,



wie rechnerisch leicht zu verfolgen, entsprechend der mit vollen Linien eingetragenen zeichnerischen Darstellung. Die Spannung wächst, insbesondere auf den senkrechten Strängen  $BC$  und  $DE$ , ununterbrochen an und erreicht beim Auflaufen auf die Antriebscheibe  $F$  den Wert 14810 kg.

Legt man dagegen den Antrieb nach  $C$ , so ist die Spannung in dem auf die Antriebscheibe auflaufenden Trum nur 9200 kg, im ablaufenden Trum immer noch 3190 kg, also reichlich genügend, um die Kette straff zu halten, d. h. das leere Trum  $FA$  vermag mit seinem Gewicht den hinter dem Antrieb liegenden Teil des Förderers durchzuziehen. Die Spannung wächst, entsprechend den gestrichelten Linien in der Kräftedarstellung, bis 8800 kg bei  $F$ , d. h. die Spannung ist an den beiden am stärksten beanspruchten Stellen ungefähr gleich und bedeutend niedriger als vorher, so daß die Kette wesentlich leichter ausgeführt werden kann und der Kraftverbrauch und die Abnutzung — namentlich an den Umlenkscheiben  $D$ ,  $E$  und  $F$  — geringer werden.

Die Verlegung des Antriebs nach  $D$  hätte in bezug auf die größte Kettenspannung wenig Unterschied gegen  $C$  ergeben, indessen hätte die Umführung  $D$  nochunter der vollen Spannung gestanden.

Nimmt man, um das Problem zu erschöpfen, einmal an, der Antrieb würde nach  $B$  gelegt, so ergäbe sich bei sonst unveränderten Verhältnissen in dem von der Antriebscheibe ablaufenden Trum eine negative Kettenspannung von 4160 kg, d. h. die Kette würde geschoben, statt gezogen, ein praktisch natürlich unmöglicher Vorgang. Tatsächlich müßte die zum Straffhalten des ablaufenden Trums erforderliche Kraft über die weit stärker zu belastende Spannvorrichtung durch die ganze Kette hindurchgeleitet werden. Das Beispiel zeigt, daß man bei der Festlegung des Antriebs prüfen muß, ob nicht unter irgendwelchen ungünstigen Belastungsverhältnissen, bei unvermuteten Widerständen, ein Schlappwerden und Stauchen des nicht mehr zwangsläufig, nur kraftschlüssig bewegten ablaufenden Trums eintreten kann.

Eine besonders wichtige Rolle spielt die hier behandelte Aufgabe bei Becherwerken für Schachtförderung, die sehr große Hubhöhen erreichen<sup>1)</sup>.

Zum Antrieb der Kettenscheiben dienen gewöhnlich ein oder zwei Vorgelege mit Riemenscheibe, die von einem Motor oder von der Transmission aus bewegt wird. Bei großen Kräften werden die Räder aus Stahlguß ausgeführt, auch wohl mit Winkelzähnen versehen. Die Berechnung geschieht nach bekannten Regeln, sobald

---

<sup>1)</sup> Vgl. S. 166 und 196.

der Bewegungswiderstand bestimmt ist. Mit Rücksicht auf die schlechte Wartung und den rauhen Betrieb sind nicht zu hohe Belastungskoeffizienten zu wählen. Hauptantriebswellen aus Martinstahl können, wenn nur der mittlere Kraftverbrauch bekannt ist, für den ersten Entwurf etwa nach der Formel berechnet werden:

$$d = 3,0 + \sqrt[3]{800 \frac{\bar{N}}{n}} \text{ (cm) . . . . . (16)}$$

Für gußeiserne Zahnräder gilt (nach Bach):

$$\text{Umfangskraft } P = kbt,$$

$$\text{mit } k = 20 - \sqrt{n} \text{ und } b = \sim 2,5 \text{ t.}$$

Für Riemen kann bei den üblichen Verhältnissen gesetzt werden:

$$P = 5b \text{ bis } 6b.$$

## 4. Abschnitt.

### Die Spannvorrichtungen.

Jeder Förderer erhält eine Nachstellvorrichtung, welche die infolge Längung des Zugmittels allmählich verloren gehende Spannung jederzeit wiederherzustellen gestattet oder sie selbsttätig auf der gewünschten Höhe hält. Bei Kettenförderern muß der Hub, wenn das Zugmittel an der Spannrolle eine Ablenkung um  $180^\circ$  erfährt, in der Regel mindestens gleich der halben Teilung sein, damit, wenn die Spannvorrichtung in die Endstellung gelangt ist, durch Herausnehmen eines Gliedes die ursprüngliche Lage wieder hergestellt werden kann. Er soll jedoch, wenn möglich, dieses Maß um so viel übertreffen, wie nötig ist, um dem spannungslos aufgelegten Zugmittel die Anfangsspannung zu erteilen. Bei Seilen und Gurten ist der Hub, mit Berücksichtigung der Nachgiebigkeit des Materials, so zu wählen, daß nicht zu häufiges Nachspleißen im Laufe des Betriebes notwendig wird.

#### a) Vorrichtungen zum Nachspannen von Hand.

Bei nicht selbsttätigen Spannvorrichtungen werden fast ausnahmslos Schraubenspindeln mit flachem oder Dreiecksgewinde angewandt. Weniger bequem ist Zahnrad und Zahnstange, da dieses Getriebe nicht selbstsperrend ist, also die Einschaltung eines Sperrrades verlangt.

Eine einfache, für mäßige Belastung geeignete Spannvorrichtung mit einseitiger Führung zeigt Abb. 61. Das Nachstellen geschieht durch die beiden Muttern, ohne daß die Spindel, die ebensogut auf

Zug wie auf Druck beansprucht werden kann, sich dreht. Die Spindel ragt bei voller Ausnutzung des Hubes nach rechts ein entsprechendes Stück heraus, was bei beschränktem Raum unbequem sein kann.

Eine andere Ausbildung gibt Abb. 62. Der Rahmen ist wieder ungeteilt und gestattet das Lager vom rechten Ende her einzuschieben.

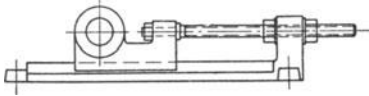


Abb. 61. Spannvorrichtung mit einseitiger Führung.

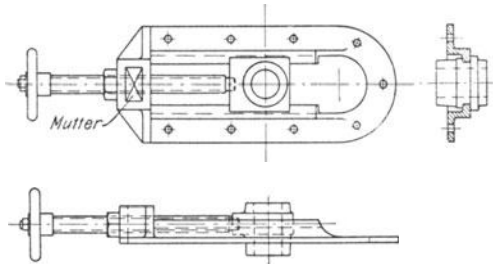


Abb. 62. Spannvorrichtung für Elevatoren.

Eine ähnliche Bauart gibt Abb. 65 wieder, indessen liegt hier die Spindel fest, während die Mutter sich mit dem Lager verschiebt.

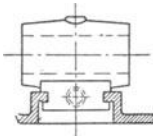


Abb. 63. Abänderung der Spannvorrichtung nach Abb. 62.

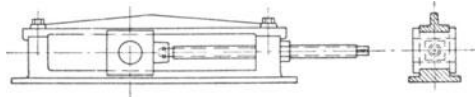


Abb. 64. Spannvorrichtung mit geteiltem Rahmen.

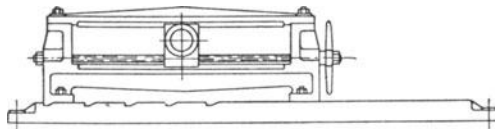


Abb. 65. Spannvorrichtung mit festliegender Spindel.

schiebt. Diese Anordnung ist insofern vollkommener, als die Spannvorrichtung gleich gut nach beiden Seiten hin arbeiten kann und die Spindel keinen Platz fortnimmt. Bei vorliegender Ausführung

wird durch ein Handrad gedreht. Diese Spannvorrichtung ist in der skizzierten Form nur für Druckbeanspruchung der Spindel geeignet und findet vorzugsweise bei Elevatoren Verwendung. Durch Drehung der Lagerachse um  $90^\circ$ , nach Abb. 63, kann sie auch anderen Verhältnissen angepaßt werden. Die Ausführung Abb. 64, mit geteiltem Rahmen, ist für große Kräfte bestimmt.

steht der Rahmen auf einer Fundamentschiene, auf welcher er, wenn der Hub der Spindel nicht mehr ausreicht, zurückgesetzt werden kann.

Besonders sorgfältige Durchbildung zeigt die Spannvorrichtung nach Abb. 66 und 67. Die Spindel liegt vollkommen geschützt innerhalb der  $\sqsubset$ förmigen Führungsschiene und greift an einer mit dem Lager sich verschiebenden Mutter an. Zum Drehen dient ein an

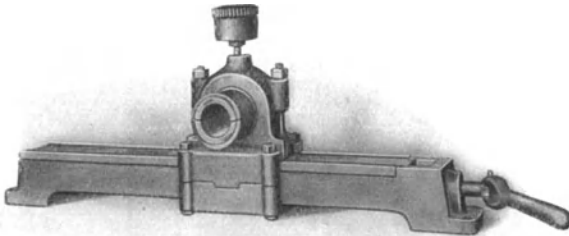


Abb. 66. Spannvorrichtung mit verdeckt liegender Spindel (Muth-Schmidt).

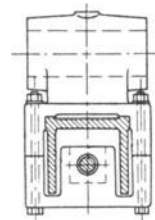


Abb. 67. Querschnitt der Spannvorrichtung nach Abb. 66.

der Spindel mit Stift befestigter Schlüssel, der nach jeder Drehung um  $180^{\circ}$  wagrecht zurückgeschwenkt werden kann, so daß unterhalb kein freier Raum nötig ist.

Ist ungewöhnlich großer Hub erforderlich, wie bei langen Bändern oder Seilförderern, so werden an Stelle gußeiserner Gleitschienen zuweilen Rohre benutzt (Abb. 68 und 69). Die Rohre werden mit Hilfe von Zugankern zwischen gußeisernen Endplatten gespannt, die gleichzeitig als Lager der Spindel *S* dienen. Die Mutter *M* ist in das gußeiserne Gleitstück eingelassen, welches das Lager trägt.

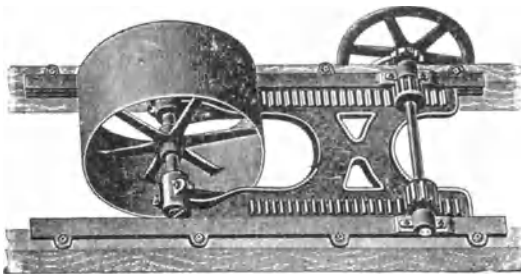


Abb. 70. Spannvorrichtung mit Zahnstangenantrieb.

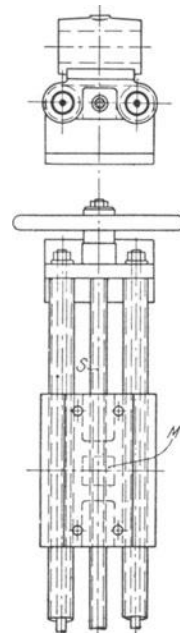


Abb. 68 u. 69. Spannvorrichtung mit Gleitschienen aus Rohren.

Abb. 70 zeigt eine Spannvorrichtung mit Zahnstangengetriebe und Sperrrad und Sperrklinke zum Feststellen des Schlittens.

An welcher Stelle des Förderers die Spannvorrichtung angebracht wird, ist ziemlich gleichgültig. Man wählt irgendeine

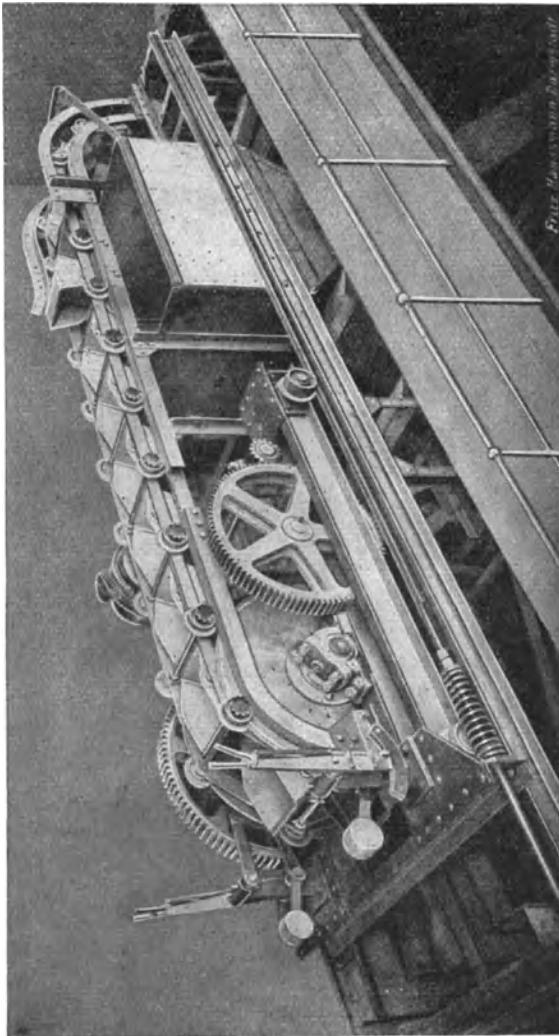


Abb. 71. Antrieb eines Schenckeschen Schaukelbecherwerkes, auf einen Schlitten gesetzt und als Spannvorrichtung ausgebildet.

Leitrolle dazu, am besten an einer Stelle, wo Ablenkung um  $180^{\circ}$  stattfindet, weil dann durch das Nachspannen die Richtung der Stränge nicht geändert wird. Bei Ablenkung um  $90^{\circ}$  legt man die Spindelachse parallel zur Richtung desjenigen Stranges, der nicht

aus seiner Lage gebracht werden darf. Ist dies bei keinem von beiden Strängen zulässig, so muß eine Ausbiegung besonders geschaffen werden.

Hat man die Wahl zwischen zwei Leitrollen, so ist die am schwächsten belastete zu wählen. In gewissen Fällen, z. B. wenn an der Endrolle das Fördergut aufgenommen oder abgeworfen wird, kann es erwünscht sein, die Spannvorrichtung mit dem Antrieb zu vereinen. Dann werden die Antriebs- und die Vorgelegewelle zusammen in einem Schlitten gelagert und der nicht zu kurz ausgeführte Riemen- oder Kettentrieb senkrecht zur Spannrichtung angeordnet, so daß bei Verschiebung der getriebenen Scheibe keine erhebliche Änderung des Mittennabstandes der Scheiben eintritt. Noch einfacher kann es sein, den Motor mit auf den Schlitten zu setzen (Abb. 71).

### b) Selbsttätige Spannvorrichtungen

werden durch Gewichte, selten durch Federn betätigt. Ihre Vorteile gegenüber nicht selbsttätig wirkenden Vorrichtungen sind sichere Einhaltung einer bestimmten Spannung und Unschädlichmachung von Stößen infolge ihrer Nachgiebigkeit. Diese darf freilich nicht so groß sein, daß schon bei geringer Überlastung des

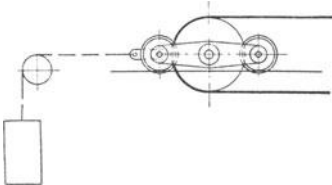


Abb. 72.  
Einfache Gewichtsspannvorrichtung.

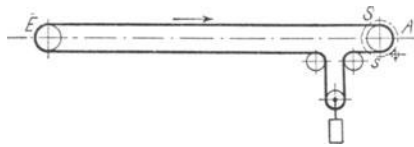


Abb. 73. Gewichtsspannvorrichtung mit Ablenkung des Fördermittels.

Zugmittels ein Ausweichen eintritt, weil es dann zu leicht vorkommen kann, daß die Kette an irgendeiner Stelle schlaff wird und von den Rädern abspringt. Der vom Gewicht ausgeübte Zug muß also der größten Kettenbelastung, die im normalen Betriebe auftreten kann, das Gleichgewicht halten.

Aus dieser Überlegung folgt weiter, daß die Spannvorrichtung, wenn irgend möglich, dorthin gesetzt werden sollte, wo ein Schlaffwerden des Zugorgans am ehesten zu befürchten ist.

Abb. 72 skizziert eine einfache, viel angewandte Anordnung. Die Kette des Spannungsgewichtes greift an einem Wagen an, in dem eine Leitrolle des Förderers gelagert ist.

Eine hierfür geeignete Leitrolle ist nicht immer vorhanden. Beispielsweise wäre es bei großer Länge und Nachgiebigkeit des Zugmittels verkehrt, in Abb. 73 die Endrolle  $E$  benutzen zu wollen,

weil die Dehnung, wie sie z. B. beim Anlauf eines elastischen Bandes auftritt, sich nicht dort, sondern unmittelbar am Antrieb im ablaufenden Trum am stärksten bemerkbar macht. Ein bei  $E$  angebrachtes Gewicht normaler Größe wäre nicht imstande, das untere Trum genügend zu beschleunigen und die für die Mitnahme erforderliche Spannung  $s$  an der Antriebscheibe aufrecht zu erhalten. In solchen Fällen ist daher, wie in Abb. 73 angegeben, eine besondere Ausbiegung mit Hilfe dreier Leitrollen unmittelbar am Antrieb zu schaffen und die hierdurch verursachte Vermehrung von Abnutzung und Kraftverbrauch in Kauf zu nehmen. Bei langen, vielfach abgelenkten Förderern, insbesondere wenn schräge Strecken auftreten, kommt es vor, daß verschiedene gefährliche Punkte vorhanden sind. Dann müssen gegebenenfalls mehrere Spannvorrichtungen eingebaut werden.

Liegt der Förderer genügend stark geneigt (Abb. 74), so wird durch das Gewicht des unteren Trums die erforderliche Ablaufspannung und Beschleunigung erzeugt.

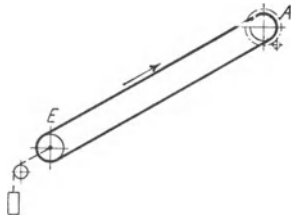


Abb. 74. Spannvorrichtung am unteren Ende des Förderers.

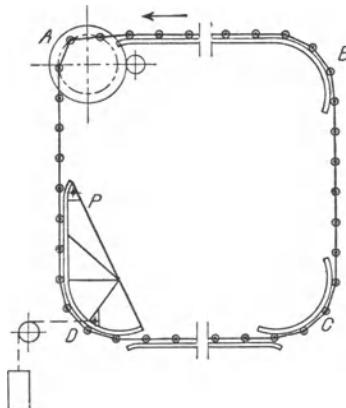


Abb. 75. Spannvorrichtung bei einem Förderer mit Viereckslauf. Alte Bauart.

nigung erzeugt. Die Spannvorrichtung ist dann an das untere Ende zu verlegen, da hier die geringste Spannung herrscht.

Bei einem Förderer mit Viereckslauf (Abb. 75) bildet aus demselben Grunde die Ecke  $D$  den natürlichen Platz für eine selbsttätige Spannvorrichtung. Die Aufhängung der Umführungsschiene an einem festen Drehpunkt  $P$  entspricht der alten Ausführung von C. W. Hunt. Heute wird allgemein eine auf einem Wagen gelagerte Spanscheibe benutzt.

Die erforderliche Mindestgröße des Spangewichtes läßt sich nicht immer mit Sicherheit vorausbestimmen. Da ein unnötig schweres Gewicht nur dazu dient, Kraftverbrauch und Abnutzung zu vermehren, so empfiehlt es sich, die Gewichte in Form einzelner Scheiben auszuführen und die erforderliche Scheibenzahl durch Probieren zu ermitteln.

In einzelnen Fällen ist es möglich, ohne Spannvorrichtung auszukommen und dafür das leere Trum des Förderers zwischen zwei in größerem Abstand gesetzten Leitrollen so weit durchhängen zu lassen, daß durch Herausnahme eines Kettengliedes der Spannungszustand nicht wesentlich geändert wird.

Mit den Bezeichnungen der Abb. 76 gilt nach den Gleichungen der Kettenlinie für die Koordinaten des Punktes B:

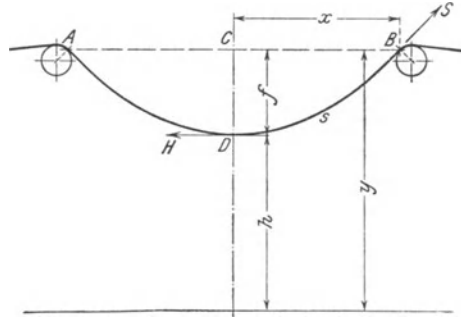


Abb. 76. Durchhangspannung.

$$y = \frac{h}{2} \left( e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}} \right) = h \cdot \text{Co}f \frac{x}{h}$$

$$y = h \cdot \text{ArCo}f \frac{y}{h},$$

$$\text{Bogenlänge } CD = s = \frac{h}{2} \left( e^{\frac{x}{h}} - e^{-\frac{x}{h}} \right) = h \cdot \text{Sin} \frac{x}{h},$$

und, wenn  $q_0$  das Kettengewicht in kg/ld. m bezeichnet:

$$S = q_0 \cdot y.$$

Durch etwas Probieren kommt man mit Hülfe dieser Gleichungen bald auf passende Werte.

Beispiel:

Gewicht des Förderers:  $q_0 = 25$  kg/ld. m.

Verlangte Mindestspannung:  $S = 125$  kg.

Höhe vom Fußboden bis Mittellinie Kette: 1,0 m,  
daher der größte zulässige Durchhang etwa:  $f = 0,8$  m.

Teilung der Kette: 106 mm.

Aus den Formeln ergibt sich:

$$y = \frac{S}{q_0} = 5,0 \text{ m}$$

$$h = y - f = 4,2 \text{ m}$$

$$x = h \cdot \text{ArCo}f \frac{x}{h} = 2,549 \text{ m}$$

$$s = h \cdot \text{Sin} \frac{x}{h} = 2,709 \text{ m.}$$



Diese Zahlen entsprechen der größten zulässigen Längung der Kette. Wird jetzt ein Glied herausgenommen, so verkürzt sich  $s$

um  $\frac{1}{2} \cdot 0,106$  m, es ist also

$$s_1 = 2,709 - 0,053 = 2,656 \text{ m.}$$

Hierfür finden sich aus obigen Gleichungen:

$$h_1 = 5,098 \text{ m,}$$

$$y_1 = 5,748 \text{ m,}$$

also

$$f_1 = 0,650 \text{ m.}$$

$$S_1 = q \cdot y_1 = 144 \text{ kg}$$

ist demnach die neue Spannung.

## B. Bau und Berechnung der Förderer.

### 5. Abschnitt.

#### Kratzer und Schlepper.

Ein Kratzer oder Schlepper besteht aus Mitnehmerschaufeln bzw. Schleppstäben, die in gleichen Abständen an einem umlaufenden Zugmittel (Kette oder Seil) befestigt sind und das Fördergut in einer Rinne vor sich herschieben.

##### a) Bauart von Mitnehmern und Rinne.

Das Zugmittel kann oberhalb, unterhalb oder in der Mitte der Schaufel angreifen.

Bei obenliegender Kette erhält die aus Blech oder ausnahmsweise aus Temperguß hergestellte Schaufel nach Abb. 77 die Form eines Rechtecks, dessen untere Ecken häufig abgerundet oder ab-

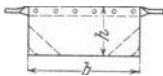


Abb. 77.  
Kratzerschaufel.



Abb. 78.  
Kratzertrug.



Abb. 79. Kratzertrug mit austauschbarem Bodenblech.

geschrägt werden. Starke Abschrägung ist namentlich in Amerika beliebt. Die Schaufel ist im Querschnitt meist gerade, zuweilen auch leicht gekrümmt.

Der obere Rand der Schaufel wird durch einen aufgenieteten Winkel, ein Quadrasteisen oder noch häufiger durch ein Flacheisen verstärkt. An diesem Verstärkungsgliede werden die Kette und die Gleitschuhe oder Laufrollenzapfen befestigt. Wenn die Schaufeln

nicht besonders unterstützt sind, also auf dem Rinnenboden schleifen, so empfiehlt es sich, den unteren Rand zu verstärken (Abb. 85). Die Blechdicke beträgt 3 bis 5 mm.

Der Trogquerschnitt entspricht der Form der Schaufel. In Deutschland ist die aus zwei  $\square$ -Eisen und einem untergenieteten Bodenblech hergestellte Rinne üblich (Abb. 78). Kommen Gleit-



Abb. 80 und 81. Trogquerschnitte amerikanischer Bauart.

klötze zur Anwendung, so wird ein Flacheisen auf dem oberen Flansch mit versenkten Schrauben leicht auswechselbar befestigt. Soll das Bodenblech, das bei schmirgelndem Fördergut ebenfalls stark leidet, ersetzbar sein, so empfiehlt sich die Bauart nach Abb. 79. Hier sind die unteren Winkel angenietet, das Blech darauf gelegt und die oberen Winkel mit wenigen Schrauben angeheftet.

Abb. 80 und 81 zeigen amerikanische Formen. Die Trogstücke nach Abb. 80 werden, etwa 600 mm lang, durch Pressen hergestellt und dabei an einem Ende gekröpft, so daß das nächste Stück ohne Verlaschung angeschlossen werden kann. Der Querschnitt erhält bei dieser Herstellungsweise genau richtiges Profil. Der Trog wird durch Holzbalken,  $\square$ -Eisen, oder auf andere Weise getragen (vgl. auch Abb. 86 bis 88).



Abb. 82 und 83. Treibketten-Befestigungsglieder für Kratzerschaufeln.

Die Stärke des Bodenbleches liegt bei Stoffen von mäßiger Härte, wie Kohle, zwischen 3 und 6 mm.

Zur Verbindung der Mitnehmer mit der Kette dienen winkelförmige Befestigungsglieder oder besonders eingefügte Winkelstücke<sup>1)</sup>. Formen der ersteren Art, wie sie bei Tempergußketten mit und ohne Bolzen in verschiedenen Formen ausgeführt werden, geben Abb. 82 und 83 wieder. In letzterer Abbildung ist das Glied mit einem

<sup>1)</sup> Vergl. Abschnitt 1.

zapfenartigen Ansatz für Gleitstützung versehen. Ein Befestigungsglied einer Flach-Rundeisenkette war schon in Abb. 9 und 10 dargestellt.

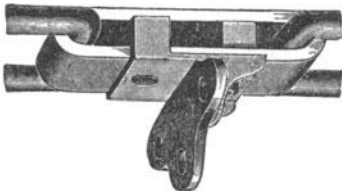


Abb. 84. Befestigungsstück bei einer Flach-Rundeisenkette.

Meist geschieht jedoch hier die Befestigung durch angeschraubte Winkel, wie in Abb. 84. Das Befestigungsstück der Monobarkette<sup>1)</sup> zeigt Abb. 85. Für geschmiedete Bolzenketten mäßiger Teilung ist die Anordnung Abb. 86 und 87 geeignet, die ein Verschwächen der Kettenglieder durch Schraubenlöcher vermeidet, indem sie zwei

benachbarte Gelenkbolzen zur Verbindung heranzieht.

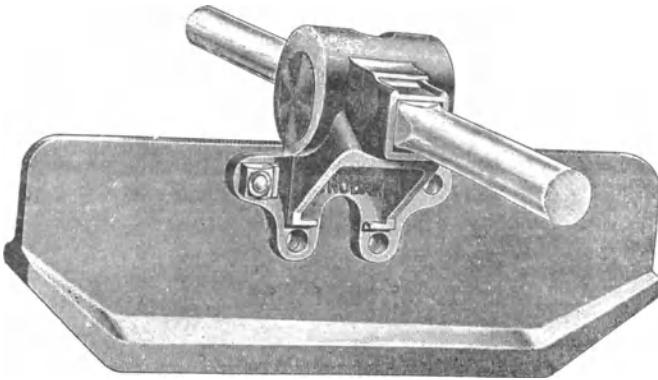


Abb. 85. Befestigungsglied der „Monobarkette“ (Link Belt Co.).

Je länger das Befestigungsglied ist, um so leichter wird das Aufbiegebestreben der Schaufel überwunden.

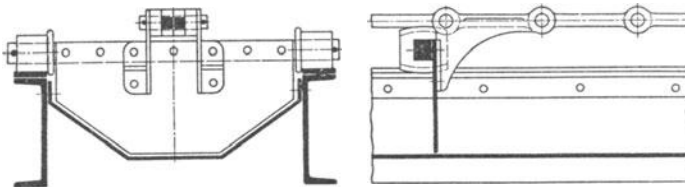


Abb. 86 und 87. Anbringung der Kratzerschaufel an den Gelenkbolzen.

Die Abb. 88 bis 95 zeigen verschiedene Ausführungen von Kratzern. Bei der in Abb. 88 wiedergegebenen Bauart schleifen die Mitnehmer im Troge. Auf dem rückkehrenden Strang stützen sie

<sup>1)</sup> Vergl. Abb. 17 bis 19, S. 12.

sich mit besonders angebrachten Gleitstücken auf zwei Winkeleisen. Die Schaufeln haben infolge der beträchtlichen Gliedlänge große Steifigkeit, weshalb der Kratzer für schweren Betrieb besonders geeignet erscheint.

Abb. 89 und 90 stellen einen Kratzer mit Gleitstützung und Tempergußkette dar. Die Schaufel ist oben mit einem Winkeleisen gesäumt,

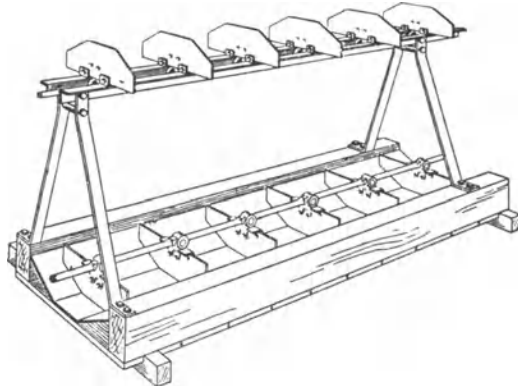


Abb. 88. Monobar-Kratzer (Link Belt Co.).

so daß Befestigungsglieder mit seitlichen Lappen von derselben Art, wie sie bei Elevatoren üblich sind, zur Anwendung kommen können. Durch Herstellung der Schleifleisten aus Holz statt aus Eisen wird das Geräusch beim Arbeiten vermindert. Die Schaufel hat gegen-

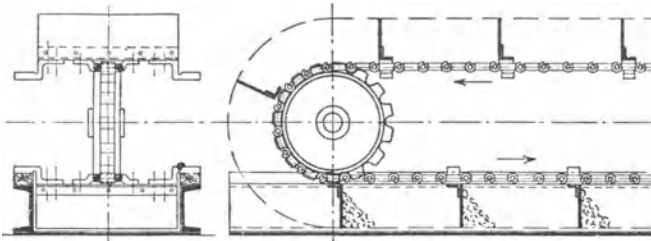


Abb. 89 und 90. Kratzer mit Tempergußkette (Eitle).

über dem [-Eisen einen Spielraum, der gewöhnlich 3 bis 5 mm beträgt und von der Genauigkeit der Ausführung abhängig ist. Bei Bemessung des unteren Spielraums ist die Abnutzung in Rechnung zu ziehen. Diese Grundform des Kratzers wird, mit mancherlei Abänderungen in den Einzelheiten, wie z. B. Ersatz der Gleitstücke durch Laufrollen, für kleine und mittlere Leistungen in Deutschland vorwiegend angewendet. Eine ähnliche amerikanische Ausführung ist in Abb. 91 wiedergegeben.

Breite Schaufeln und großstückiges Fördergut verlangen die Anwendung von zwei Ketten, die möglichst weit auseinandergerückt werden.

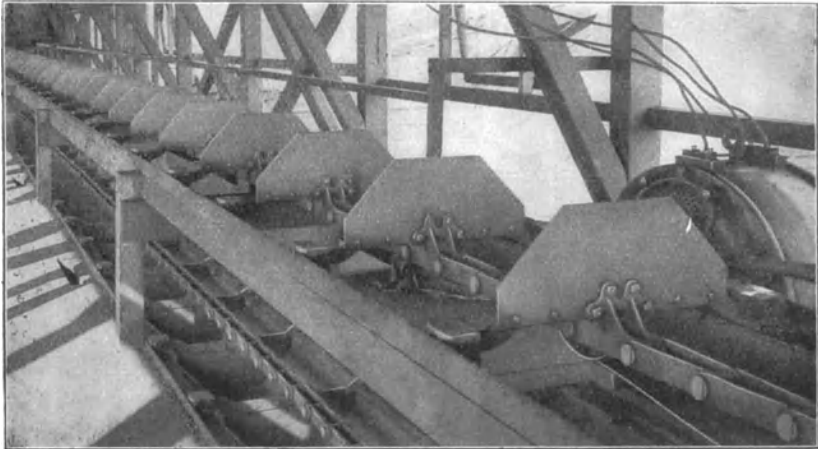


Abb. 91. Amerikanischer Kratzer (Link Belt Co.).

Bei allen bisher dargestellten Kratzerformen muß das leere Trum oberhalb des fördernden Kettenstranges liegen. Rückt man indessen

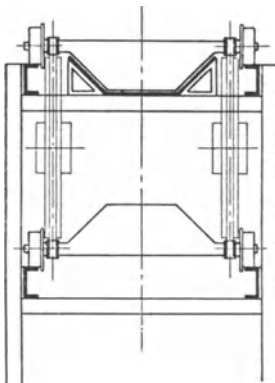


Abb. 92. Kratzer mit obenliegendem Förderstrang.

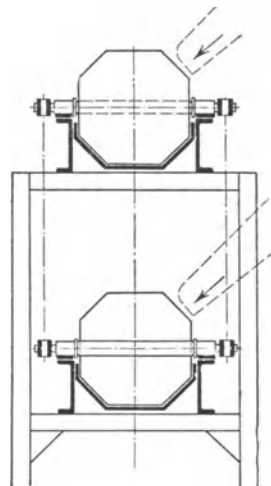


Abb. 93. Kratzer für Förderung in beiden Richtungen.

die Ketten so weit zur Seite, daß sie rechts und links von der Schaufel liegen, so kann die Kette auch unterhalb zurückgeführt

werden (Abb. 92). Der Raum über der Rinne bleibt jetzt frei, was bei beschränktem Raum vorteilhaft sein kann. Die seitliche Anordnung hat außerdem den Vorzug, die Kette außer Berührung mit dem Fördergut zu bringen, was bei schmirgelnden Stoffen von Wichtigkeit ist. Sie bietet ferner die Möglichkeit, beide Stränge in entgegengesetzter Richtung fördern zu lassen. Dazu ist nach Abb. 93 die Schaufel doppelseitig, symmetrisch zur Kettenmittellinie, auszubilden.

Gewisse Stoffe, insbesondere Rübenschnitzel, lassen sich am besten mit rechenartig ausgebildeten Mitnehmern fördern (Abb. 94 und 95).

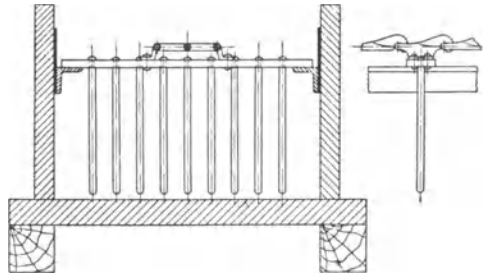


Abb. 94 und 95. Rechenförderer für Rübenschnitzel.

Die früher an dieser Stelle beschriebene „Merz-Rinne“<sup>1)</sup>, ein gleichzeitig zum Ablöschen dienender Rechenförderer für Koks, hat sich nicht einführen können, einerseits wegen der zu kostspieligen Ausführung, andererseits wegen der für diesen Zweck zu wenig einfachen Bauart. Die Laufrollen verschmutzten nach einiger Zeit und

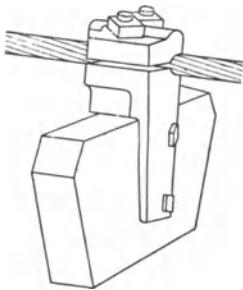


Abb. 96. Kratzer mit Seil als Zugmittel.

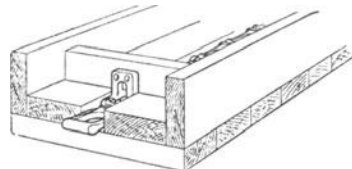


Abb. 97. Schlepper mit untenliegender Kette.

drehen sich nicht mehr. Die Ansprüche an die Wartung sind daher übermäßig hoch.

Nur selten wird bei Kratzern mit obenliegendem Zugmittel die Kette durch ein Seil ersetzt (Abb. 96).

Untenliegende Kette kann nur für nicht schmirgelndes Fördergut, wie Holzabfälle, Getreide, Malz u. dgl. angewandt werden, da die Kette vollständig im Fördergut arbeitet. Sie findet ihren

<sup>1)</sup> 2. Auflage, S. 61.

Platz in einer Rinne am Boden des Troges (Abb. 97). Letzterer wird, ebenso wie die Mitnehmer, häufig aus Holz hergestellt.

Der Trog bleibt bei den Schleppern — wie diese Bauart zum Unterschiede von der zuerst beschriebenen bezeichnet werden



Abb. 98. Schlepper für Holzabfälle.

soll — vollständig frei, weshalb sie sich zum Transport von sperrigen Gegenständen vorzugsweise eignen (Abb. 98). Jedoch ist die Entleerung an Zwischenpunkten unbequem.

In den holzreichen Gegenden der Vereinigten Staaten und Kanadas spielen derartige Schlepper eine wichtige Rolle bei der Beförderung von Baumstämmen. Hierfür werden besonders starke Ketten verwendet, die mit angegossenen oder angeschraubten Zähnen

den Stamm fassen (Abb. 99). Der Trog wird häufig mit eisernen Schleifleisten versehen. Die Anordnung läßt sich dahin abändern, daß der Baumstamm, anstatt zu schleifen, von der durch Rollen oder Gleitstücke getragenen Kette gestützt wird. Abb. 100



Abb. 99. Schlepper für Rundholz.

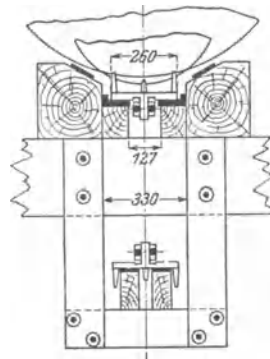


Abb. 100. Querschnitt eines Schleppers für Baumstämme.

gibt den Querschnitt eines solchen Förderers mit Stämmen von 600 und 1200 mm Durchmesser. Abb. 101 veranschaulicht die Ausführung eines Seilschleppers.

Zwischen den beiden besprochenen Ausführungsformen stehen die Schlepper mit in der Mitte liegender Doppelkette. Ausführungen, wie in Abb. 102 und 103 dargestellt, werden als Ersatz für normale Kratzer vorzugsweise dann benutzt, wenn große Stücke

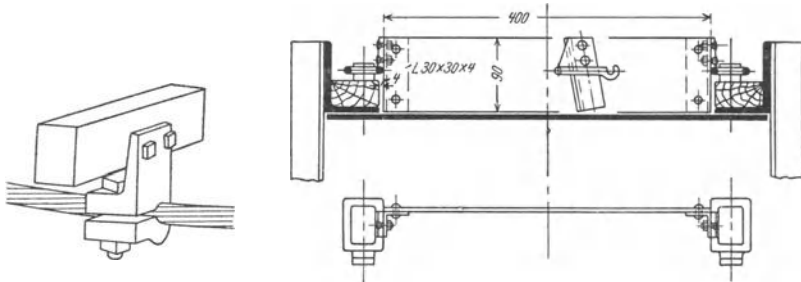


Abb. 101. Seilschlepper. Abb. 102. Schlepper mit in der Mitte liegender Kette.

gefördert werden sollen, da der Trog gut zugänglich ist und der Angriffspunkt der Kette dem Rinnenboden, also der Ebene, in welcher der Hauptwiderstand wirkt, näher liegt. Wenn möglich, ordnet man die Kette verdeckt an. Der Rücklauf kann oben oder unten liegen.

Gewisse Stoffe gestatten die Schaufeln durch schmale Stäbe zu ersetzen, die von dem Fördergut bedeckt werden und es in einer

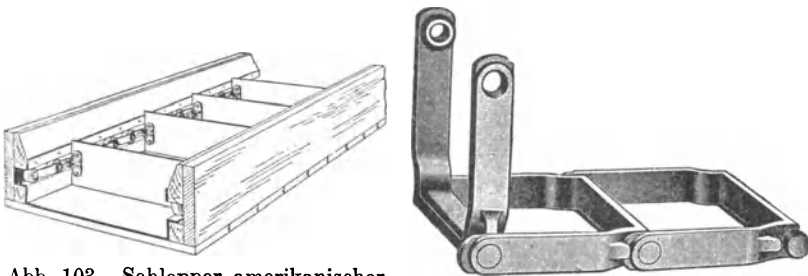


Abb. 103. Schlepper amerikanischer Bauart.

Abb. 104. Schleppkette.

Masse fortbewegen. Dazu ist aber erforderlich, daß die Materialteile unter sich genügenden Zusammenhang haben, da anderenfalls die oberen Schichten zurückbleiben oder über die Querstäbe zurückfallen, so daß empfindliches Material durch Zerreiben oder Zerbröckeln leidet und der Kraftverbrauch sich erhöht.

Wie Abb. 104 zeigt, können die Querstäbe mit den Kettengliedern aus einem Stück hergestellt werden. Diese „Schleppketten“ werden



in Amerika namentlich zur Förderung von Sägespänen, auch von Rohzucker, Zement u. dgl. benutzt. Die Glieder werden gegossen oder aus Flacheisen gefertigt.

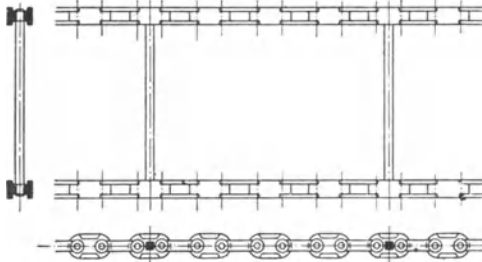


Abb. 105. Schleppkette der Brouwer-Rinne (Bamag).

aus Flacheisen gefertigt.

Die Bamag benutzt einen Schlepper dieser Art zur Förderung von glühendem Koks, unter der Bezeichnung „Brouwer-Rinne“. Nach Abb. 105 besteht die Kette aus kurzen, teils vollen, teils geteilten Gliedern. An den vollen Gliedern, die

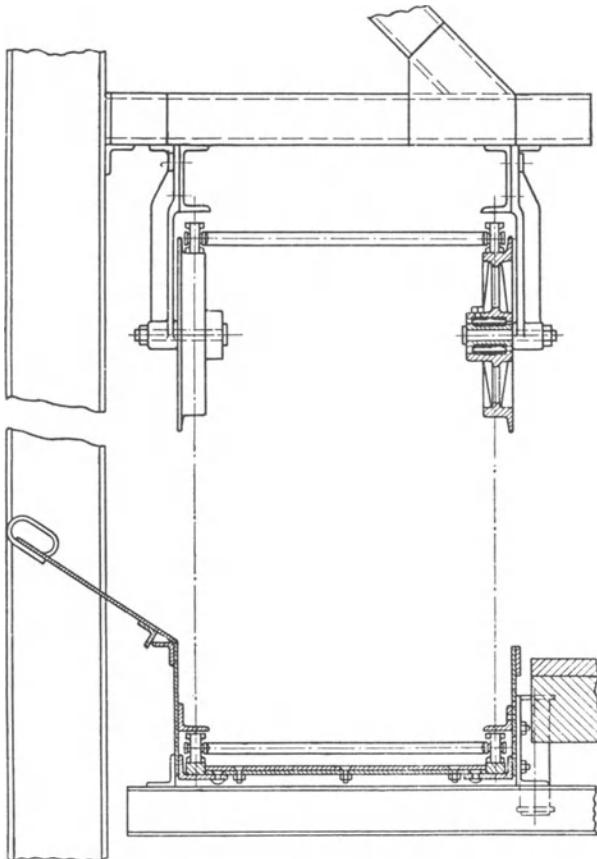


Abb. 106. Querschnitt der Brouwer-Rinne (ältere Bauart).

oben und unten verbreiterte Auflagefläche haben, werden in Abständen von 600 bis 800 mm die Querstäbe aus Quadrat- oder Flach-eisen befestigt.

In Abb. 106 und 107 sind die ältere und die neuere Form des Rinnenquerschnitts nebeneinandergestellt. Die alten aus Walzeisen gebildeten Schleifleisten und Deckwinkel des Kettenlaufes sind bei der neuen Ausführung durch gußeiserne Teile ersetzt, ebenso sind an die Stelle des Bodenbleches lose eingelegte Gußplatten getreten, die samt den Schleifleisten nach Lösen der oberen Winkel ohne weiteres herausgenommen werden können. Unter der Wirkung der Hitze laufen aber auch diese Platten Gefahr, sich zu verziehen oder zu springen, weshalb die Rinne stets bis zu einer gewissen Höhe mit Wasser gefüllt zu halten ist. Die Schleifleisten und die Kette bedürfen von Zeit zu Zeit der Erneuerung.

Die Kette kehrt meist oberhalb zurück, unterstützt durch lose drehbare Tragrollen, deren Naben mit Starrschmiere gefüllt sind.

Der Koks wird durch den in der Rinne enthaltenen Wasservorrat

während des ganzen Transportes abgelöscht; eine besonders kräftige Löschwirkung tritt jedoch am Ende der Rinne ein. Die Rinne schließt hier, wie Abb. 108 zeigt, mit einem kurzen ansteigenden Stück ab, an dem sich das von der Koksmasse mitgenommene Wasser staut, um dann von oben über den Koks zu stürzen.

An dem Knie befindet sich ferner eine selbsttätige Brause, deren Anstellhebel in die Rinne hinabhängt. Größere Kokshaufen stoßen gegen diesen Hebel an und öffnen dadurch selbsttätig die Brause, so daß sie eine besonders kräftige Besprengung erhalten. Die entweichenden Dämpfe ziehen durch einen Schlot ins Freie.

Die Bauart zeichnet sich aus durch Einfachheit, geringe Ansprüche an Wartung und leichte Auswechselbarkeit der sich ab-



Abb. 107. Querschnitt der Brouwer-Rinne (neuere Bauart).

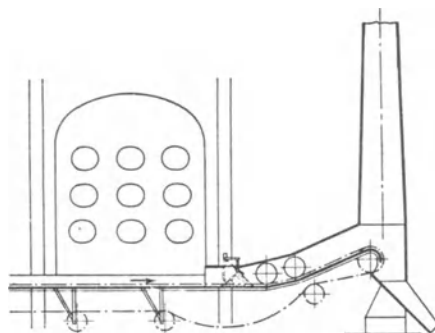


Abb. 108. Abwurfende der Brouwer-Rinne.

nutzenden Teile. Sie hat sich daher allen Verbesserungsversuchen zum Trotz in der dargestellten Form erhalten und wird nicht nur zum Löschen und Befördern von Koks in Gasanstalten mit Vor-

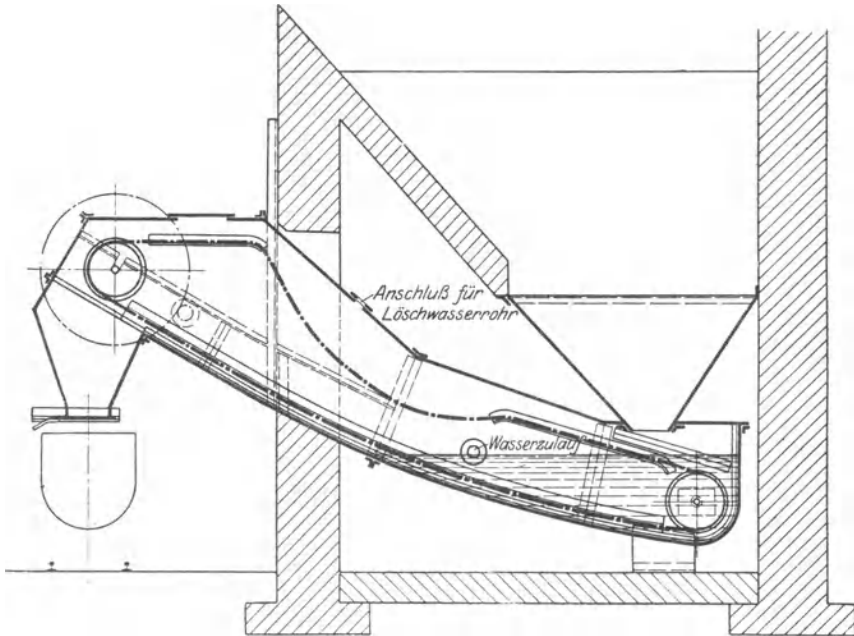


Abb. 109. Schlackenabfuhr mit Brouwer-Rinne.

liebe verwandt, sondern auch für den gleichen Zweck bei Schlacke, ferner zur Kohleförderung auf geringe Entfernungen benutzt. Abb. 109 gibt die Anordnung für Schlackenabfuhr. Die Schlacke fällt in ein



Abb. 110. Gelenkig angeschlossener Schleppestab.

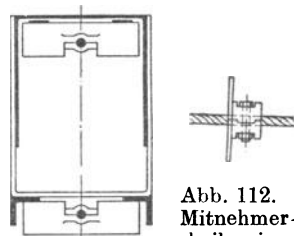


Abb. 111. Seilschlepper.

Abb. 112. Mitnehmerscheibe eines Seilschleppers.

Wasserbad, aus dem die Schleppkette sie zur Verladung in kleine Wagen herausbefördert. Das Ganze ist in ein Blechgehäuse eingeschlossen, so daß keine Staubbildung eintritt.

In Fällen, wo ein ungleiches Längen der Ketten oder ein Überspringen von Zähnen des Antriebrades zu befürchten ist, werden die Schleppestäbe zweckmäßig gelenkig angeschlossen (Abb. 110) und dadurch Zwangsspannungen in den Ketten verhindert.

Bei einer weiteren Klasse von Schleppern greift das Zugmittel im Schwerpunkt des Förderelementes an, und zwar kommen hier vorzugsweise Seile mit kreisförmigen Mitnehmerscheiben in Betracht. Die Link Belt Co. baut

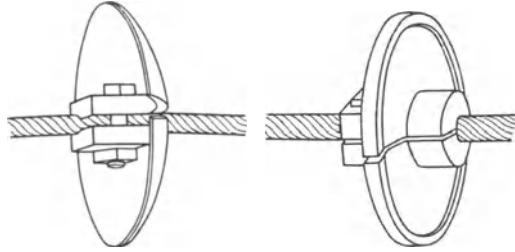


Abb. 113 u. 114. Kreisförmige Mitnehmerscheiben.

zwar auch Scheibenträger mit Monobarkette, doch ist dies eine Ausnahme, ebenso wie die in Abb. 111 skizzierte Anordnung eines Seilförderers mit rechteckigen Schaufeln.

Die Befestigung der Förderelemente an dem Seil, das 25 bis 30 mm Durchmesser zu erhalten pflegt, wurde schon früher besprochen. Abb. 112 bis 114 stellen normale Mitnehmerformen dar;

nur bei großen Widerständen kommen vier Klemmschrauben zur Anwendung. Der Trog wird nach Abb. 115 und 116 aus Holz mit senkrechten oder schrägen Seitenwänden gefertigt und mit Blech ausgekleidet, das aber meistens, abweichend von der Zeichnung, nur den unteren Teil einnimmt. Vielfach liegt nur eine Schleifleiste am Boden der Rinne (Abb. 117). Indessen kann auch nach Abb. 118 die ganze Konstruktion in Eisen ausgeführt werden. Der gußeiserne Trog

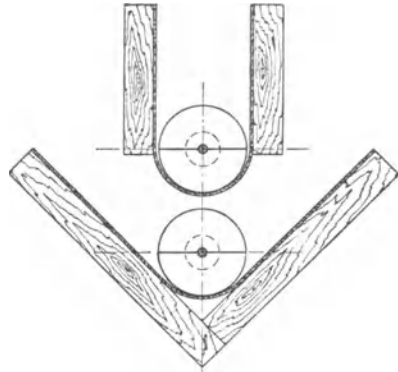


Abb. 115 und 116. Trog-Querschnitte von Seilschleppern.

(Abb. 119) kommt nur für harte Stoffe, Steine u. dgl., in Betracht. Er macht ein Ausspringen des Förderers unmöglich, so daß ohne weitere Hilfsmittel und ohne Unterbrechung der Förderung schwach gekrümmte Kurven genommen werden können.

Das rückkehrende Trum, das dem Förderstrang gegenüber ganz beliebige Lage haben kann, muß ebenfalls in einer Rinne geführt werden, die aber nur so groß gehalten wird, daß sie das Ausspringen der Mitnehmer mit Sicherheit verhindert (Abb. 117 und 118).

Diese Seilschlepper werden hauptsächlich für Förderung leichter Stoffe, wie Holzabfälle, Sägespäne, Müll u. dgl., oder geringer Mengen schweren Fördergutes auf größere Entfernung benutzt. Ihre Vorzüge gegenüber Kettenförderern ähnlicher Bauart sind Billigkeit, geringes Gewicht und Ersparnis an Bedienung, in dessen ist die Lebensdauer der Seile bei größerer Belastung begrenzt.

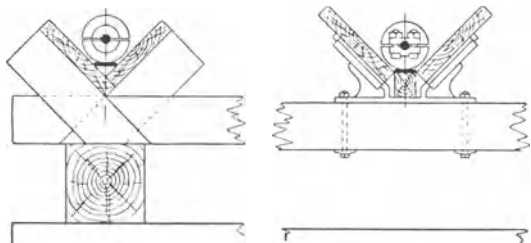


Abb. 117. Schlepperquerschnitt.

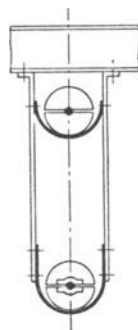


Abb. 118. Seilschlepper mit Blechtrog.

### b) Aufgabe und Abwurf.

Die Materialzufuhr ist beim Kratzer außerordentlich einfach, da das Fördergut nur in den Trog eingeschüttet zu werden braucht. Einigermäßen gleichmäßige Aufgabe ist bei obenliegender Kette erwünscht, damit die Kette frei bleibt, bei Schleppern aber nicht nötig,

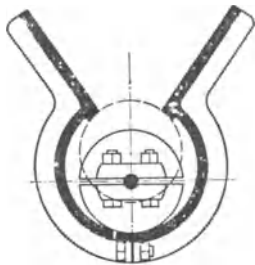


Abb. 119. Schlepper mit Gußeisentrog.

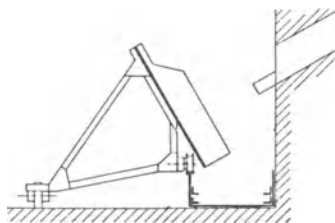


Abb. 120. Fahrbare Schirmwand für Koksforderrinnen.

wenn nur das Zugmittel stark genug ist, um einer Überlastung durch Materialanhäufung zu widerstehen.

An den Stellen, wo eingeschüttet wird, ist gegebenenfalls die Rinne mit schrägen Seitenwänden einzufassen, damit nichts vorbeifällt. Geschieht die Aufgabe an beliebiger Stelle, so wird der ganze Querschnitt mit Rücksicht hierauf ausgebildet (vgl. Abb. 119). Die Bamag umgeht bei ihren Koksforderrinnen die hiermit verbundene Verteuerung der Anlage, indem sie, wie in Abb. 120 dargestellt, eine

fahrbare Schirmwand anwendet, die namentlich beim Ziehen des Koks aus den oberen Retorten gute Dienste leistet.

Die Abgabe des Fördergutes an bestimmten Stellen läßt sich leicht bewerkstelligen durch Herstellung von Öffnungen im Rinnenboden. Auch gleichmäßige Beschüttung eines Lagers ist möglich, wenn man den Trog unten offen läßt, so daß sich zunächst an der Aufgabestelle ein Haufen bildet, der bis zur Unterkante der Schaufeln

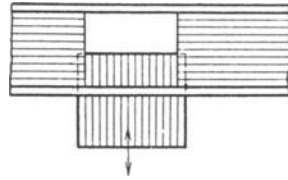
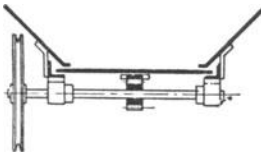


Abb. 121. Schieber mit Längsbewegung.    Abb. 122. Schieber mit Querbewegung.

anwächst. Das nun folgende Gut wird mitgeschleppt und erweitert den Kegel in der Richtung der Bewegung (vergl. Abb. 126). Voraussetzung hierzu ist allerdings ein weiches Material, da sich oben eine glatte Schleiffläche bilden muß.

Die Öffnungen werden durch Schieber oder Klappen verschlossen, die von Hand durch Hebel oder Seilzug geöffnet werden können. Am gebräuchlichsten sind Schieber, zu deren Bewegung, wenn Hebelüber-

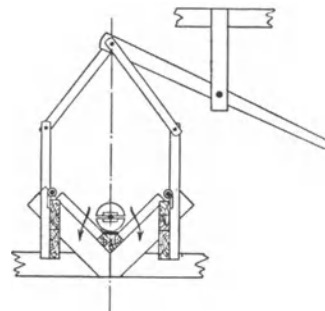
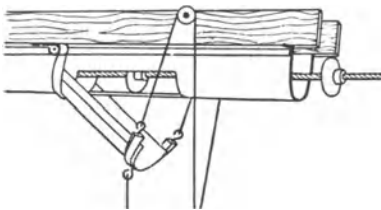


Abb. 123. Klappenverschluß für Seilförderer.

Abb. 124. Seitenklappen für Seilförderer.

setzung nicht genügt, Handräder oder Haspelräder mit Zahnstangengetriebe dienen. In Abb. 121 ist eine solche Vorrichtung skizziert; im übrigen gibt der Abschnitt 17b über „Verschlüsse“ konstruktive Anhaltspunkte.

Der Schieber kann parallel oder quer zur Trogachse bewegt werden. Letztere Anordnung gestattet, wie Abb. 122 verdeutlicht, durch unvollständige Öffnung des Schiebers eine teilweise Entleerung herbeizuführen und den Rest des Fördergutes nach einer andern Stelle

zu schaffen. So können beispielsweise mehrere Kessel gleichzeitig mit Kohle versorgt werden.

Abb. 123 zeigt einen Klappenverschluß für Seilförderer. Damit die auf dem Rinnenboden schleifenden Mitnehmer ihre Stütze nicht verlieren, ist die Öffnung durch ein Flacheisen überbrückt, das indessen bei großstückigem Material die Entleerung erschweren würde.

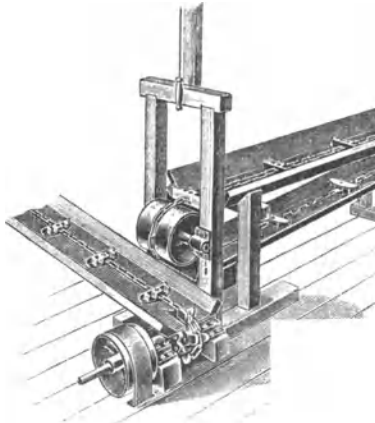


Abb. 125.  
Überladestelle einer Schlepperanlage.

In solchem Falle ist daher das Flacheisen fortzulassen und das Trogblech so zu krümmen, daß die Schaufeln sicher wieder eingeführt werden. Die Klappe muß dann durch einen Schieber ersetzt werden.

V-förmige Tröge erhalten Klappen, die sich nach beiden Seiten öffnen (Abb. 124). Die Schleifleiste mit ihrer Holzunterstützung bleibt liegen.

Bei Schleppern mit untenliegender, mittlerer Kette ist der Auslaufquerschnitt durch die Kette verengt, so daß diese Förderer für großstückiges Material weniger geeignet erscheinen, wenn an Zwischenstellen entleert werden soll. Dagegen findet ein einwandfreier Abwurf am Ende des Förderers statt, wenn, wie Abb. 125 verdeutlicht, Kette und Mitnehmer über eine breite, glatte Umkehrrolle geführt werden.

### c) Allgemeine Anordnung.

Abb. 126 zeigt die am häufigsten vorkommende Anordnung, einen wagerechten Förderer, mit dem Antrieb am einen, der Spannvorrichtung am anderen Ende. Der Kratzer kann in beiden Richtungen laufen, das Fördergut also an einem beliebigen Zwischenpunkte zugeführt werden. Im Rinnenboden werden Schieber angebracht, die nach Bedarf gezogen werden, oder es wird, wie im vorliegenden Falle angenommen, der Trog ohne Boden ausgeführt (s. oben).

Kratzer können auch in beträchtlicher Steigung — bis etwa  $40^\circ$  — arbeiten, wobei sich allerdings die Leistung verringert. Kommen Ablenkungen in der senkrechten Ebene vor, so sind Laufrollen, die sich an Leitschienen führen, oder feste Kurvenräder anzuwenden. Zuweilen werden die beiden Kettenstränge in eine wage-

rechte Ebene gelegt (Abb. 127), in der sie beliebige Wege beschreiben können, was z. B. beim Entleeren von Speichern vorteilhaft sein

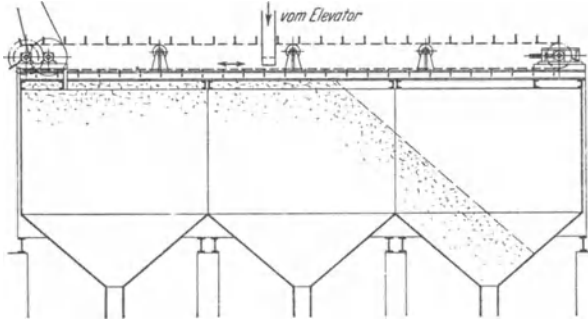


Abb. 126. In beiden Richtungen laufender Kratzer.

kann. Eine sehr freie Führung gestatten die Seilschlepper, da sich das Zugmittel beliebig ablenken und verdrehen läßt.

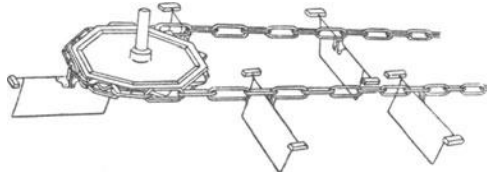


Abb. 127. Kratzer mit Ablenkung in der Wagerechten.

So geht aus Abb. 128 hervor, wie bei Förderung in zwei zueinander senkrechten Richtungen unter Einschaltung einer Abwurfstelle mit einem einzigen, in sich geschlossenen Seil auszukommen ist.

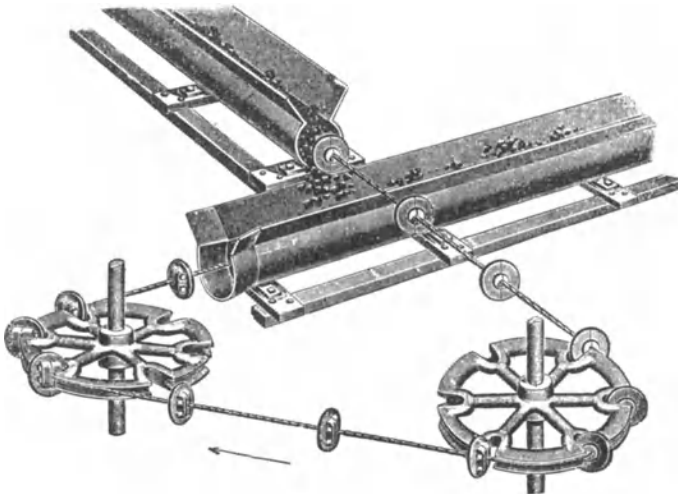


Abb. 128. Überladestelle bei einem Seilförderer.



#### d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.

Die Arbeitsgeschwindigkeit der Kratzer pflegt zwischen 0,25 und 0,75 m/sek zu liegen. Für Kohle ist ein viel gebrauchter Durchschnittswert 0,5 m/sek. Grobe Kohle verlangt Ermäßigung dieses Wertes, während Nußkohle, Getreide und leichte Stoffe höhere Geschwindigkeiten zulassen. Je langsamer der Kratzer arbeitet, um so geringer ist die Beanspruchung der Kette durch Stöße, um so weniger Ausbesserungen sind daher erforderlich. Viel gebrauchte Förderer wird man deshalb nicht so schnell laufen lassen als solche, die wenig in Anspruch genommen werden, und bei denen daher die Kosten der ersten Anlage die Hauptrolle spielen.

Von Einfluß ist ferner die Art des Antriebes und im Zusammenhang damit das Gewicht der bewegten Massen.

Die Förderleistung berechnet sich, wenn  $i$  die von einer Schaufel bewegte Menge des Fördergutes in Liter bezeichnet, aus Gleichung (3):

$$Q = 3,6 \cdot \frac{i}{a} \cdot \gamma \cdot v \quad (\text{t/st}).$$

Der Abstand  $a$  der Kratzerschaufeln pflegt zwischen 0,4 und 0,6 m zu schwanken. Ein kleinerer Abstand wird in der Regel vorzuziehen sein, damit die Abmessungen der Schaufeln und des Troges nicht zu groß werden. Häufig ist jedoch die Stückgröße der Kohle für die Bestimmung des Trogquerschnittes — also von  $i$  — maßgebend, so daß  $a$  aus obiger Gleichung berechnet werden muß und dann leicht größer als 0,6 m ausfällt.

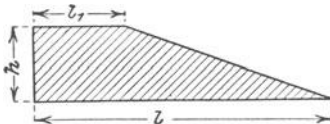


Abb. 129. Anhäufung des Fördergutes vor der Schaufel.

Die Menge  $i$ , welche eine Schaufel von gegebenen Abmessungen fassen kann, ist von der Natur des Fördergutes abhängig. Gewisse Stoffe, wie aus der Retorte ausgestoßener Koks, haften fest zusammen, so daß ein einfacher Querstab einen Haufen

Material befördern kann. Glatte Körner würden den Stab einfach durchgehen lassen und müssen daher mit hohen Schaufeln gefördert werden.

Nach meinen Versuchen, die mit Kohlenstaub, Kesselkohle, Stückkohle und Koks bei einer Geschwindigkeit von 0,5 m/sek angestellt wurden, schichtet sich das Material vor der Schaufel in der in Abb. 129 dargestellten Trapezform<sup>1)</sup>. Die bei den Versuchen ermittelten Werte von  $l$  und  $l_1$  sind in Abb. 130 bis 133 in Abhängigkeit von der

<sup>1)</sup> Vergl. „Forschungsarbeiten“, herausgegeben vom Verein deutscher Ingenieure, Heft 145, S. 44.

Größe  $h$  aufgetragen, nach der sich die Schaufelhöhe bestimmt. Der Inhalt des Schütthügels, der sich hieraus als  $i = \frac{l+l_1}{2} h b$  berechnet,

ist in den Abbildungen gleichfalls durch eine Kurve dargestellt, und zwar in Liter für 0,1 m Schaufelbreite. Für einen Kratzer von gegebenen Abmessungen ist mit Hilfe dieser Kurve die Fördermenge leicht zu ermitteln, indem man für die Größe  $h$ , die etwas kleiner anzunehmen ist als die Schaufelhöhe, den Wert  $i$  abgreift.

In Deutschland werden allgemein niedrige Schaufeln angewandt, da die üblichen kurzgliedrigen Ketten ungeeignet sind, das bei hohen Schaufeln entstehende Moment des Bewegungswiderstandes aufzunehmen.

Zahlentafel 6 gibt einige für mittlere Verhältnisse passende Werte mit Leistungsangaben für Kesselkohle. Die Schaufelhöhe ist

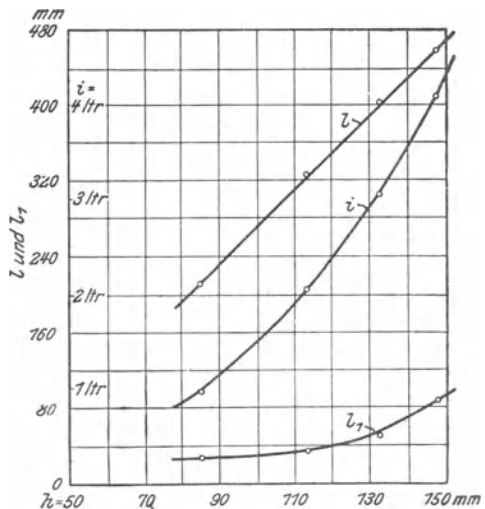


Abb. 130. Diagramm über die Fördermenge von Kratzern bei 100 mm Trogbreite für Kohlenstaub, bezogen auf die Höhe  $h$  des Schütthügels, bei  $v = 0,5 \text{ m/sek.}$

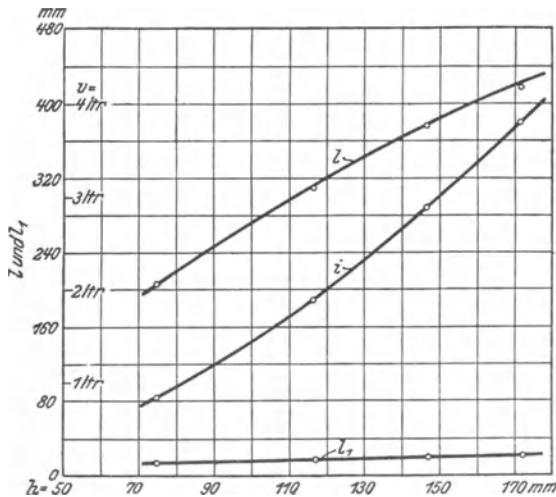


Abb. 131. Fördermenge bei Kesselkohle.

je nach der Wahrscheinlichkeit des Vorkommens von Überlastungen um etwa 20 bis 50 mm größer zu wählen als  $h$ . Bei anderen Stoffen sind die auf Grund dieser Aufstellung probeweise angenommenen Abmessungen mit Hilfe der Diagramme (Abb. 130 bis 133) richtigzustellen.

**Zahlentafel 6.**

## Kratzer für Kesselkohle.

| Schaufelbreite<br>$b$ (mm) | Nutzbare<br>Schaufelhöhe<br>$h$ (mm) | Schaufelbelastung<br>$i$ (l) | Leistung $Q$ (t/st) bei $\gamma = 0,8$ und<br>$v = 0,5$ m/sek, wenn der Schaufelabstand ist: |             |             |
|----------------------------|--------------------------------------|------------------------------|--|-------------|-------------|
|                            |                                      |                              | $a = 0,4$ m  | $a = 0,5$ m | $a = 0,6$ m |
| 250                        | 80                                   | 2,5                          | 9  | 7           | 6           |
| 300                        | 90                                   | 3,6                          | 13   | 10          | 9           |
| 350                        | 100                                  | 5,5                          | 20   | 16          | 13          |
| 400                        | 110                                  | 7,4                          | 27   | 21          | 18          |
| 450                        | 120                                  | 10                           | 36   | 29          | 24          |
| 500                        | 130                                  | 13                           | 47   | 38          | 31          |
| 600                        | 140                                  | 18                           | 65   | 52          | 43          |

Die in Steigungen erzielbare Schaufelbelastung läßt sich durch Aufzeichnen ermitteln. Von dem Schütthügel wird durch den schrägen Boden ein entsprechendes Stück abgeschnitten.

Die Link Belt Co. macht über ihre Kratzer mit trapezförmigem Trogquerschnitt folgende Angaben.

**Zahlentafel 7.**Kratzer mit trapezförmigem Querschnitt für Kohle.  
(Link Belt Engineering Co.)

| Schaufelbreite<br>$b$ (mm) | Schaufelhöhe<br>$h$ (mm) | Schaufelbelastung<br>in der<br>Wage-<br>rechten<br>(kg) | Leistung $Q$ (t/st) in der Wage-<br>rechten bei $v = 0,51$ m/sek,<br>wenn der Schaufelabstand ist |               |               | Leistung $Q$ (t/st)<br>bei $a = 0,610$ m<br>in Steigungen<br>von |            |            |
|----------------------------|--------------------------|---|---|---------------|---------------|--|------------|------------|
|                            |                          |   | $a = 0,406$ m   | $a = 0,457$ m | $a = 0,610$ m | $10^\circ$   | $20^\circ$ | $30^\circ$ |
| 254                        | 102                      | 6,8   | 31  | 27            | 20            | 16   | 13         | 9,5        |
| 305                        | 102                      | 8,6   | 39  | 34            | 26            | 22   | 16         | 12         |
| 305                        | 127                      | 10,4  | 47  | 42            | 31            | 26   | 20         | 15         |
| 381                        | 127                      | 14  | 63  | 56            | 42            | 37   | 29         | 20         |
| 457                        | 152                      | 18  | —   | 72            | 54            | 45   | 37         | 29         |
| 457                        | 203                      | 27  | —   | 108           | 82            | 65   | 52         | 44         |
| 508                        | 203                      | 32  | —   | —             | 95            | 76   | 60         | 51         |
| 610                        | 203                      | 41  | —   | —             | 122           | 109  | 87         | 65         |
| 610                        | 254                      | 52  | —   | —             | 156           | 136  | 109        | 82         |

Diese Angaben stimmen nicht mit meinen Versuchen überein und sind mit Vorsicht aufzunehmen, um so mehr, als nicht gesagt ist, für welche Art von Kohle sie gelten sollen.

Bei der Berechnung des Kraftverbrauches empfiehlt es sich, durchweg höhere Reibungskoeffizienten einzusetzen, als die durch Laboratoriumsversuche gefundenen, allgemein bekannten Werte, weil

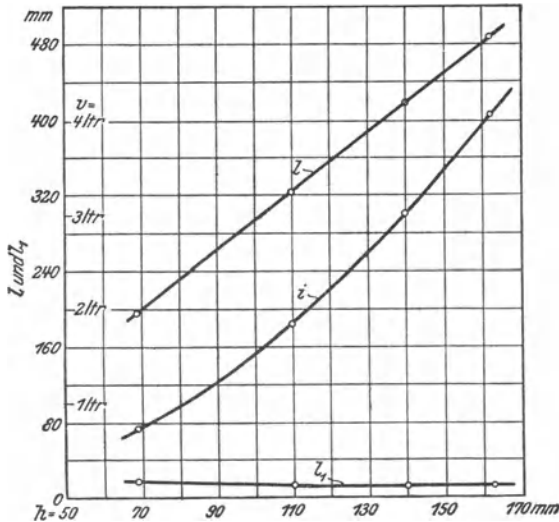


Abb. 132. Fördermenge bei Stückkohle.

die Ausführung und die Aufstellung, sowie die Wartung der Anlage oft mangelhaft sind.

Als Bewegungswiderstände treten auf:

1. Der Reibungswiderstand der Gleitschuhe, bzw. die Zapfen-, Roll- und Spurkranzreibung der Stützrollen.

Für Gleitstützung darf etwa gesetzt werden, Eisen auf Eisen bei mäßiger Schmierung vorausgesetzt:

$$\mu = 0,15 \text{ bis } 0,20.$$

Die Zapfen der Laufrollen sind starker Verschmutzung ausgesetzt und werden selten gereinigt. Daher empfiehlt es sich, den Reibungskoeffizienten nicht niedriger als 0,25

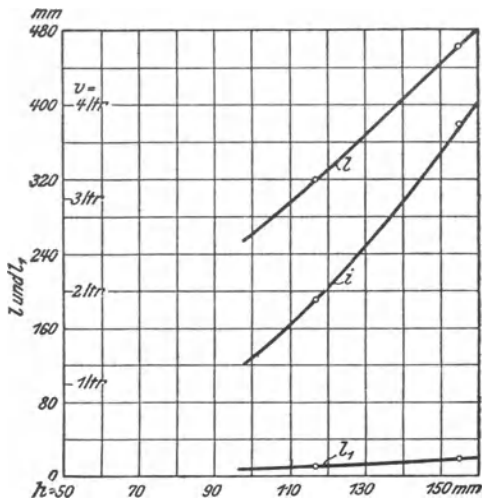


Abb. 133. Fördermenge bei Koks.

bis 0,33 einzusetzen, wodurch Roll- und Spurkranzreibung mit gedeckt werden. Mit  $\frac{d}{D} = \frac{1}{5}$  folgt dann der Widerstandskoeffizient:

$$w = \frac{1}{20} \text{ bis } \frac{1}{15}.$$

Für feste Tragrollen dürfte sich  $\mu$  erheblich günstiger stellen. Soll jedoch die Kettenreibung durch den Widerstandskoeffizienten mit berücksichtigt werden, so ist etwa zu setzen

$$w = \frac{1}{30} \text{ bis } \frac{1}{20}.$$

2. Die Zapfenreibung der Antriebs- und Leitrollen. Für Fettschmierung kann angenommen werden:

$$\mu = 0,15 \text{ bis } 0,2.$$

3. Der Biege- und Widerstand der Ketten an den Antriebs- und Leitrollen.

Der Widerstand ist von der Gliedlänge unabhängig<sup>1)</sup>. Werden mit  $D$  der Durchmesser des Kettenrades, mit  $d'$  der Durchmesser des Gelenkbolzens und mit  $S_1$  und  $S_2$  die Kettenspannungen bezeichnet, so ist:

$$W_3 = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2).$$

Bei meinen Versuchen ergaben sich für den Reibungskoeffizienten  $\mu$  folgende Werte:

|   |                |
|---|----------------|
| für Stotzsche Stahlbolzenkette Nr. 65 . .       | $\mu = 0,21$   |
| "      "          "          "      32 . .      | $\mu = 0,22$   |
| "      "      Treibkette Nr. 65/65 b . .        | $\mu = 0,27$   |
| "      "          "          "      32/25 . . . | $\mu = 0,29$ . |

Für kleine Ketten ist also  $\mu$  höher als für große. Auch weist die Treibkette ziemlich erheblich höhere Werte auf als die Stahlbolzenkette, was in der weniger sorgfältigen Herstellung seine Erklärung findet. Die Kette war bei den Versuchen gut eingefettet. Bei starker Verunreinigung durch Koksstaub erhöht sich der Biege- und Widerstand um etwa 5 vH.

Die oben angegebenen Werte gelten nur für kurze Betriebsdauer. Bei längerer Betriebsdauer steigt, wie aus Abb. 134 hervorgeht, der Widerstand zunächst, um schließlich einen gleichbleibenden Wert beizubehalten, der bei der Stahlbolzenkette das 2,4fache, bei der Treibkette das 1,5fache des Anfangswertes betrug. Bei Wiederholung der Versuche am nächsten Tage zeigte es sich, daß der

<sup>1)</sup> Vergl. Ernst, Hebezeuge.

Widerstand bei der Stahlbolzenkette um 3 vH, bei der Treibkette dagegen bis nahezu auf den Anfangswert zurückgegangen war. Diese Verschiedenheit ist aus dem folgenden zu erklären, daß das Schmiermaterial bei der Stahlbolzenkette, wenn es einmal aus der Schmierfläche weggepreßt ist, nicht wieder dorthin gelangt, während bei der Treibkette, deren Bolzen nicht ganz vom Haken umschlossen wird (vergl. Abb. 32 und 33), ein freier Raum vorhanden ist, in dem sich Schmiermaterial sammeln kann, das dann bei jeder Biegung oder bei längeren Betriebspausen wieder zwischen die Berührungsflächen gelangt. Werden bei den Bolzenketten Schmiernuten vorgesehen, so sind die Schmierungsverhältnisse selbstverständlich ebenfalls besser.

Ob und wie weit der Widerstand heruntergeht, wenn die Kette sich eingelaufen hat, ist bisher nicht festgestellt worden. Jedenfalls empfiehlt es sich mit Rücksicht auf die Versuche, im Durchschnitt  $\mu$  nicht niedriger als 0,4 einzusetzen, zumal meist noch etwas Reibung zwischen den Stirnflächen — Laschenreibung — hinzukommt.

#### 4. Die Reibung zwischen Fördergut und Trog.

Der Widerstandskoeffizient ist erheblich größer als der Reibungskoeffizient der Bewegung zwischen den Stoffen. Mittelwerte, die bei meinen Versuchen gefunden sind, gibt die Zahlentafel 8. Bei den Versuchen wurde ein Schlitten mit einer daran befestigten Schaufel mit gleichmäßiger Geschwindigkeit in einer Rinne entlanggezogen und dabei der Widerstand unmittelbar gemessen. Der Bewegungswiderstand des Schlittens wurde für sich ermittelt und abgezogen. Es zeigte sich, daß der Widerstandskoeffizient von der Schaufelbelastung unabhängig war und ebenso auch von der Geschwindigkeit, die bei den Versuchen zwischen 0,2 und 1,0 m/sek verändert wurde. Auffallend ist, daß mit dem Abnehmen der Trogbreite von 600 auf 400 mm der Widerstandskoeffizient sinkt, während er bei der geringsten Breite von 200 mm wieder erheblich höher ist. Demnach gibt es eine günstigste Breite, die den geringsten Widerstand ergibt. Bei großer Breite scheint die lange Berührungsfläche zwischen Fördergut und Rinnenboden, bei kleiner Breite dagegen die Reibung und Klemmung an den Seitenwänden nachteilig zu wirken.

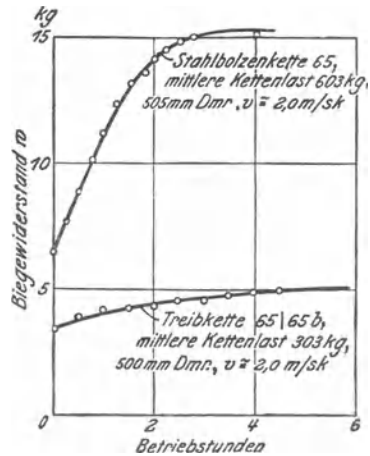


Abb. 134. Biege widerstand von Ketten, abhängig von der Betriebsdauer.

## Zahlentafel 8.

Widerstandskoeffizienten für Kratzerförderung,  
gemessen bei Geschwindigkeiten von 0,2 bis 1 m/sek.

| Material                           | Raumgewicht im Mittel | Schaufelwinkel | Trogbreite bei Rechteckform (Abb. 78) |                    |        | Trogbreite bei Trapezform (Abb. 135) 600 mm |
|------------------------------------|-----------------------|----------------|---------------------------------------|--------------------|--------|---|
|                                    |                       |                | 600 mm                                | 400 mm             | 200 mm |   |
| Kohlenstaub                        | 0,782                 | 90°            | 0,73                                  | 0,72               | 0,97   | 0,57  |
|                                    |                       | 90°            | —                                     | 0,64 <sup>1)</sup> | —      | —   |
|                                    |                       | 120°           | 0,78                                  | —                  | —      | —   |
| Kesselkohle<br>2,5 cm <sup>3</sup> | 0,661                 | 90°            | 0,66                                  | 0,61               | —      | 0,53  |
| Stückkohle<br>5,0 cm <sup>3</sup>  | 0,618                 | 90°            | —                                     | 0,57               | —      | —   |
| Koks<br>4,5 cm <sup>3</sup>        | 0,338                 | 90°            | 0,44                                  | 0,37               | —      | —   |
|                                    |                       | 120°           | 0,47                                  | —                  | —      | —   |

Eine besonders starke Klemmung entsteht in den scharfen Ecken des Kratzertroges, da hier das Material am wenigsten leicht ausweichen kann. Schon wenn die Ecken eine Abschrägung von 15 mm Seitenlänge erhalten, sinkt der Widerstand um mehr als 10 vH.

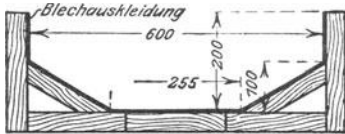


Abb. 135. Querschnitt der Versuchskratzerrinne, amerikanische Form.

Als noch wesentlich günstiger aber erweist sich die amerikanische Form nach Abb. 135, bei der der Widerstand um 20 bis 25 vH zurückging. Schrägstellung der Schaufel ergab wider Erwarten ungünstigere Resultate als senkrechte Lage. Der Widerstand erhöhte sich dabei um ungefähr 7 vH.

Je feiner und leichter zerreiblich das Fördergut ist, um so größer ist der Widerstand, da dann leichter Klemmungen in dem Spalt zwischen Schaufel und Rinne eintreten.

Die Werte der Zahlentafel 8 gelten für trockenes Material; im nassen oder feuchten Zustande ist der Widerstand geringer. Bei Kohlenstaub wurde durch Zusatz von Wasser bis 5 vH des Gewichtes eine Verminderung des Widerstandskoeffizienten um 15 vH herbeigeführt.

<sup>1)</sup> An den Schaufelecken 15 mm schräg abgeschnitten.

Die Link Belt Co. gibt eine Formel für die Berechnung des Kraftverbrauches von Kratzern für Kohle an, der  $w = 0,33$  zugrunde liegt. Wenn die Formel richtig sein sollte, so wäre eine Erklärung für diesen niedrigen Wert nur darin zu finden, daß der Trogquerschnitt (vergl. Abb. 86) noch günstiger ist, als die bei den Versuchen benutzte Form nach Abb. 135, insofern als die senkrechten Seitenwände fast ganz verschwinden.

5. Der Hubwiderstand, falls der Kratzer in einer Steigung arbeitet.

Wird der Winkel gegen die Wagerechte mit  $\alpha$  bezeichnet, so findet sich die in die Bewegungsrichtung fallende Komponente einer gegebenen Last durch Multiplikation mit  $\sin \alpha$ . Auf den Arbeitsverbrauch beim Leerlauf hat diese Kraft, da der fördernde und der rückkehrende Strang sich ausgleichen, nur insofern Einfluß, als sie die Belastung der oberen Leitrolle, also Zapfenreibung und Biege- widerstand der Ketten an dieser Stelle erhöht. Die eigentliche Hubarbeit berechnet sich nach Gl. (5), S. 2, als:

$$N_5 = \frac{Q \cdot H}{270}.$$

Für die Berechnung der Reibungswiderstände sind bei Förderung in Steigungen sämtliche Belastungen mit  $\cos \alpha$  zu multiplizieren.

Zu erwähnen ist noch, daß bei ungleicher Gliedlänge oder schlechter Aufstellung erhebliche Leerlaufwiderstände auftreten können. Bei normaler Güte der Ausführung brauchen diese indessen nicht besonders berücksichtigt zu werden, wenn mit den angegebenen Koeffizienten gerechnet wird. Ich betone ausdrücklich, daß der sofort nach Inbetriebsetzung gemessene Kraftverbrauch eines Förderers keinen sicheren Anhalt dafür gibt, wie hoch der Kraftverbrauch nach längerem Betriebe sein wird, da das Einarbeiten der bewegten Teile, das Blankschleifen der Gleitbleche und Führungen auf Verminderung, das Verschmutzen der Ketten und Lager hingegen auf Erhöhung der Widerstände wirkt. Durch gutes Schmieren und vor allem Reinhalten des Förderers kann viel Strom gespart und die Lebensdauer erhöht werden.

Beispiel. Ein Kratzer soll in der Stunde 30 t Nußkohle auf eine Länge von 35 m wagerecht fördern. Es wird Laufrollenstützung gewünscht.

Gewählt wird

$$v = 0,6 \text{ m/sek}$$

$$a = 0,5 \text{ m,}$$

dann folgt mit  $\gamma = 0,8$ :

$$i = \frac{30 \cdot 0,5}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = 8,71.$$



Dem entsprechen nach Zahlentafel 6 die Schaufelabmessungen  $b = 450$  und  $h_0 = 120$  mm. Eine Schaufel von dieser Größe wiegt bei 4 mm Blechstärke mit Quereisen und Rollen etwa 10 kg. Die Kette bestehe aus zwei Strängen von je 8 kg/m Gewicht. Die bewegten Teile des Förderers wiegen also

$$2 \cdot 8 + \frac{10}{0,5} = 36 \text{ kg/m.}$$

1. Mit  $w = \frac{1}{20}$  findet sich der Laufrollenwiderstand zu

$$W_1 = 2 \cdot 36 \cdot 35 \cdot \frac{1}{20} = 126 \text{ kg}$$

$$N_1 = \frac{126 \cdot 0,6}{75} = 1,01 \text{ PS.}$$

(Bei Gleitstützung oben  $[\mu = 0,20]$  und Tragrollen unten  $\left[ w = \frac{1}{30} \right]$  wäre  $N_1 = 2,35$  PS.)

2. Wird schätzungsweise der gesamte Kraftverbrauch zu 4 PS angenommen, so ergibt sich die Antriebskraft:

$$P = \frac{4 \cdot 75}{0,6} = 500 \text{ kg.}$$

Da zur Bewegung des leeren Trums 63 kg nötig sind, so erhält die Umkehrrolle 126 kg Nutzbelastung. Infolge des Anziehens der Spannvorrichtung vermehre sich die Belastung jeder Achse um 150 kg, so daß die gesamte Belastung beider Leitrollen ist:

$$500 + 126 + 2 \cdot 150 = 926 \text{ kg.}$$

Mit  $\frac{d}{D} = \frac{1}{7}$  und  $\mu = 0,20$  ergibt sich der zugehörige Widerstand als:

$$W_2 = 926 \cdot 0,20 \cdot \frac{1}{7} = 27 \text{ kg}$$

und

$$N_2 = 27 \cdot \frac{0,6}{75} = 0,22 \text{ PS.}$$

3. Der Biegewiderstand der Ketten ist mit  $\mu = 0,5$ ,  $d' = 14$  mm und  $D = 600$  mm:

$$W_3 = 0,5 \cdot \frac{14}{600} \cdot 926 = 11 \text{ kg,}$$

$$N_3 = \frac{11 \cdot 0,6}{75} = 0,09 \text{ PS,}$$

also die gesamte Leerlaufarbeit  $N_1 + N_2 + N_3 = 1,32$  PS.

4. Mit  $w = 0,62$  (vergl. Zahlentafel 8) folgt die Nutzarbeit:

$$N_4 = \frac{w \cdot Q \cdot L}{270} = \frac{0,62 \cdot 30 \cdot 35}{270} = 2,42 \text{ PS,}$$

so daß sich der Gesamtkraftverbrauch auf 3,74 PS und der Kraftverbrauchs-koeffizient auf

$$\kappa = \frac{270 \cdot 3,74}{30 \cdot 35} = 0,96$$

beläuft.

Wird für die Vorgelege ein Wirkungsgrad von 0,8 angenommen, so ergibt sich die erforderliche Motorstärke zu rund 5 PS. Der Motor muß jedoch für kurze Zeit stark überlastungsfähig sein.

#### e) Anwendbarkeit.

Kratzer und Schlepper treten hauptsächlich in Wettbewerb mit Bändern. Ihre Vorzüge diesen gegenüber sind: billige Herstellung, bequemes Aufgeben und Abziehen des Fördergutes, Umkehrbarkeit der Förderrichtung.

Dagegen ihre Nachteile:

Hoher Kraftverbrauch und Verschleiß, Schädigung empfindlichen Fördergutes, weniger ruhiges Arbeiten.

Ausschlaggebend ist nicht selten die bequeme Entleerbarkeit, so bei Kesselhäusern, wo eine Anzahl Kessel von demselben Förderer aus bedient werden müssen und die Leistung niedrig ist, so daß der Kraftverbrauch keine ausschlaggebende Rolle spielt. Kohleförderung ist überhaupt das wichtigste Anwendungsgebiet der eigentlichen Kratzer.

Über Schlepper und ihr Verhältnis zu den Kratzern ist das Wichtigste bereits gesagt worden. Sie sind für leichte Stoffe am besten geeignet; außerdem lassen sie sich noch in vielseitigster Form für die Förderung von Stückgütern ausbilden. So zeigt Abb. 136 eine Schleppkette amerikanischer Ausführung zur Beförderung von Karren, eine Bauart, die bereits den Unterkettenförderungen für Grubenwagen u. dgl. nahe kommt. Säcke und Kisten werden häufig



Abb. 136. Schleppkette für Karrenförderung (Otis).

gleitend befördert, indem die beiden seitlich liegenden Ketten durch Mitnehmerstäbe verbunden werden. Das Verfahren kommt u. a. bei fahrbaren „Stapel-Elevatoren“ (Abb. 137) zur Anwendung. Die Förderbahn läßt sich bei diesen für die Stapelung von Stückgütern außerordentlich zweckmäßigen und arbeitsparenden Einrichtungen je nach der Höhe des Stapels durch Anziehen oder Nachlassen der vorderen Strebe heben und senken.

Der Kratzer kann auch mit Schnecken und Schüttelrinnen in Wettbewerb stehen. Den ersteren ist er, was den Kraftverbrauch

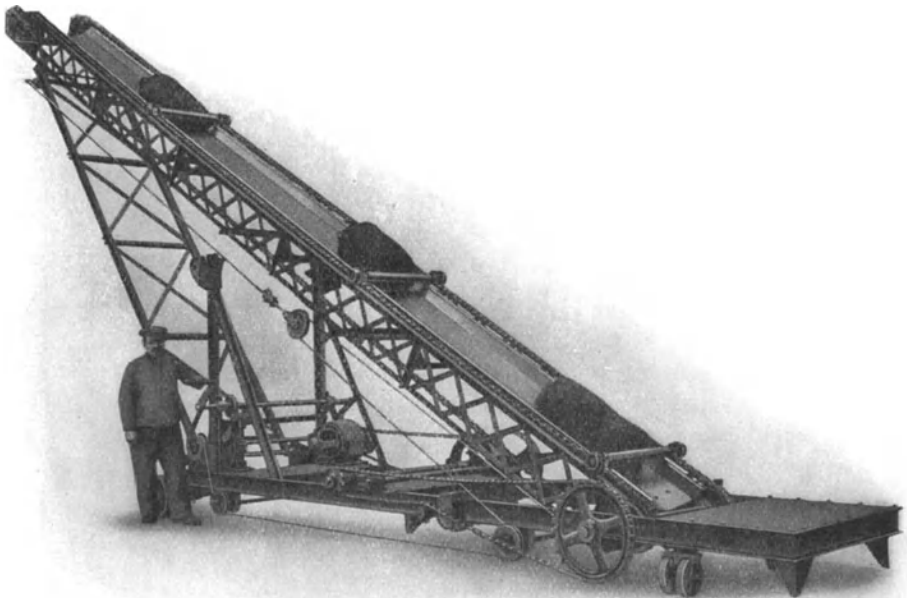


Abb. 137. Fahrbarer Sackelevator von Fredenhagen.

anbetrifft, immerhin erheblich überlegen, auch haben die Schnecken eine noch ungünstigere Wirkung auf das Fördergut. Die Schüttelrinne ist dagegen bei größeren Leistungen in jeder Beziehung dem Kratzer vorzuziehen, sofern eine genügend starke Unterlage geschaffen werden kann, während bei kleinen Leistungen ihr Kraftverbrauch sehr hoch ist. Beide Fördermittel übertreffen den Kratzer an Einfachheit und Billigkeit.

Eine recht eigenartige Anwendungsform veranschaulichen Abb. 138 und 139. Die Kratzer dienen dazu, Kalisalz, das längere Zeit gelagert hat und daher zu einer kompakten Masse geworden ist, zu

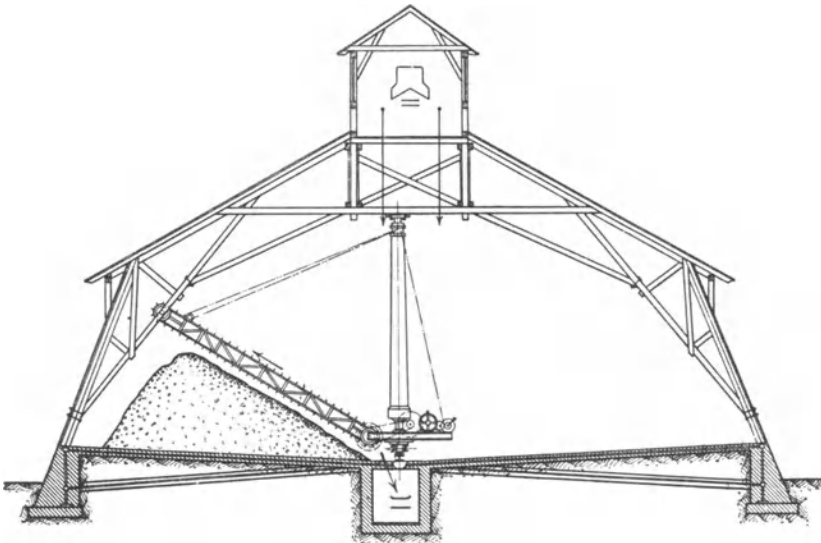


Abb. 138. Fahrbarer, elektrisch betriebener Kratzer für Kalisalze von Amme, Giesecke & Konegen.

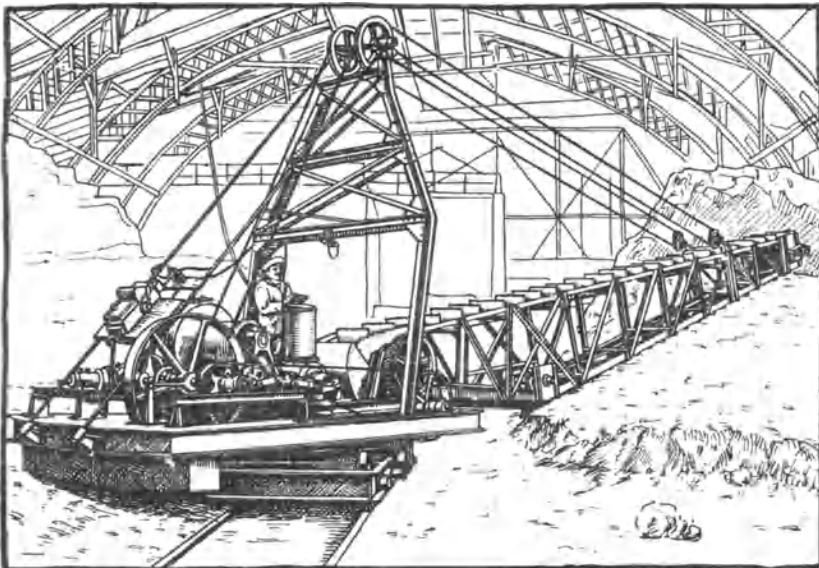


Abb. 139. Fahrbarer, elektrisch betriebener Kratzer für Kalisalze von Luther<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Nach Voß, Die Entwicklung der Groß-Speicherbagger. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 697.

lockern und einem Förderband zuzuführen. Zu dem Zwecke ist der Förderer an einem Ausleger gelagert, der gehoben und gesenkt sowie um eine senkrechte Achse gedreht werden kann. Die ganze Vorrichtung ist außerdem in der Längsrichtung des Schuppens fahrbar. Während bei der Anordnung nach Abb. 138 der Wagen auf einer einzigen Schiene läuft und an der Dachkonstruktion mit einer Rolle geführt ist, bedarf der auf einem zweischienigen Gleise laufende Kratzer nach Abb. 139 keiner weiteren Führung. Die Zufuhr des Materials in den Schuppen geschieht nach Abb. 138 durch ein im Dach verlegtes Förderband, die Abfuhr durch ein zweites Band, das in einem Kanal unter dem Boden des Schuppens liegt und dem der Kratzer das gelockerte Salz über eine fahrbare Aufgabevorrichtung zuführt. Die Kratzerschaufeln sind mit scharfen, gehärteten Spitzen versehen, die in das feste Salz einzudringen vermögen<sup>1)</sup>.

Die stündliche Leistung des Entspeicherungsapparates nach Abb. 138 beträgt nach Angabe der ausführenden Firma bei mittelhartem Salz 60 bis 70 t, der Kraftverbrauch rund 7 PS. Zur Bedienung ist ein Arbeiter erforderlich.

## 6. Abschnitt.

### Förderbänder aus biegsamen Stoffen.

Das Förderband (Gurtförderer, Bandtransporteur) wird durch einen wagerecht oder in mäßiger Steigung geführten Gurt gebildet, der an jedem Ende über eine Umkehrrolle geleitet und dazwischen durch Tragrollen gestützt ist. Das Material ruht während der Förderung auf dem Bande.

#### a) Gurte und Rollen.

Alle in Abschnitt 1 aufgeführten Riemenarten können als Förderbänder benutzt werden. Für schweren Betrieb eignen sich, wie schon erwähnt wurde, vorzugsweise Balata- und Gummigurte.

Die einfachen Riemen sind verschiedentlich abgeändert worden, mit der Absicht, ihnen bessere Haltbarkeit oder größere Leistungsfähigkeit zu geben.

Zweckmäßig gibt man dem Riemen auf der Trageite einen besonders dicken Gummiüberzug. Robins läßt in der Mitte einige Baumwollagen fort und verstärkt dafür nach Abb. 140 die Gummi-

<sup>1)</sup> Vergl. auch v. Hanffstengel, „Billig Verladen und Fördern“, 2. Aufl., S. 29. (Verlag von Julius Springer, Berlin.)

schicht an dieser am meisten beanspruchten Stelle, eine Ausführung, die indessen nur für hohe Beanspruchung — muldenförmige Bänder —



Abb. 140. Gummigurt mit verstärkter Mitte (Robins).

in Frage kommt, weil sie sich für andere Zwecke zu teuer stellt. Mead brachte vor längerer Zeit ein Band nach Abb. 141 auf den Markt, bei dem an den Stellen, wo das Band sich bei Verwendung



Abb. 141. Gummigurt mit verstärkten Knickstellen (Mead).

von Schrägrollen biegen muß, die Gummidecke auf Kosten der Einlage verstärkt wurde. Diese Ausführungsart scheint sich indessen nicht bewährt zu haben.

Versuche, die Baumwollleinlage der Gummibänder durch ein Drahtgeflecht zu ersetzen, haben keinen Erfolg gezeitigt, da die beiden Stoffe nicht aneinander haften.

Um das Abfallen leicht beweglichen Fördergutes — z. B. Erbsen — zu verhindern, hat man zuweilen bei Hanf- und Baumwollgurten Seilkanten aufgenäht oder nach Abb. 142 das Band am Rande umgeschlagen.

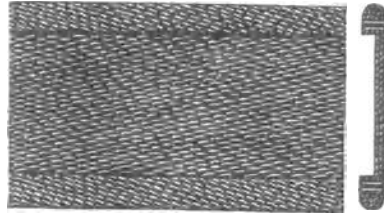


Abb. 142. Gurt mit umgeschlagenem Rand (Kaniss).

Um in Steigungen fördern zu können, die den Reibungswinkel überschreiten, setzt man zuweilen Holzleisten quer über das Band.

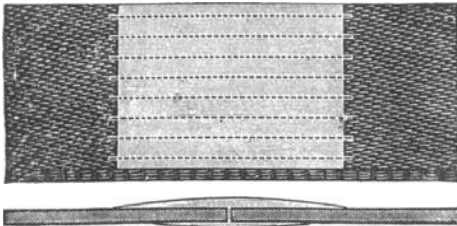


Abb. 143. Verbindung der Bandenden durch Decklaschen.



Abb. 144. Riemenkralle.

Nach einem englischen Vorschlag sollen diese Leisten aus gelenkig miteinander verbundenen Stücken bestehen, so daß das Band Muldenform annehmen kann<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Vergl. Colliery Guardian 1910, S. 1210

Die Bänder können in der Fabrik endlos gewebt werden; meist ist jedoch eine Stoßstelle vorhanden, die durch Übernähen mit Segeltuch oder besser mit gutem, dünnem Leder verbunden werden kann (Abb. 143). Am häufigsten wird die Verbindung durch Riemenkrallen nach Abb. 144 angewandt. Die Bandenden müssen genau rechtwinklig abgeschnitten werden, da das Band sonst schief läuft. Selbst bei endlos gewebten Bändern kommt Schiefelaufen infolge mangelhafter Spleißung vor.

Antriebs- und Leitrollen werden gewöhnlich ballig gedreht. Als Lager können Stehager normaler Bauart mit Öl- oder Fettschmierung dienen. Beliebter sind Lager mit Kugelbewegung oder verwandte Ausführungen, die ein selbsttätiges Einstellen der Lagerschalen gestatten. Der Durchmesser der Leitrollen wird, je nach der Stärke und Steifigkeit des Bandes, zwischen 300 und 600 mm gewählt, bei kleinen Ablenkwinkeln noch geringer. Der Durchmesser der Antriebsrollen kann etwa gesetzt werden:

$$D = 50 + 3N \quad \text{bis} \quad 50 + 4N \quad (\text{cm}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

wenn  $N$  der Kraftverbrauch des Bandes in PS ist. Falls die Durchzugskraft der Scheibe nicht ausreicht, was z. B. dann leicht der Fall ist, wenn nicht das belastete, sondern das leere Trum auf die Scheibe aufläuft, kann die Antriebscheibe mit einem Überzug aus Leder oder alten Gurtstücken versehen werden.

Die Antriebswelle wird auf Biegung und Verdrehung beansprucht. Für vorläufige Ausmittlungen ist Gleichung (16), S. 41, zu benutzen.

Die Leitrollenachsen sind auf Biegung zu berechnen und können überschlägig angenommen werden mit:

$$d = 0,1 D + 0,5 \quad \text{bis} \quad 0,1 D + 1,0 \quad (\text{cm}) \quad . \quad . \quad . \quad (18a)$$

In allen Fällen ist die Flächenpressung zu beachten.

Die Rollenbreite muß mindestens 500 mm mehr als die Bandbreite betragen.

Die Stützrollen werden entweder so angeordnet, daß das Band flach liegt, oder daß es Muldenform erhält. Im ersten Falle empfiehlt es sich, wenigstens an der Beschüttungsstelle und weiterhin in größeren Abständen Schrägrollen zu setzen, die das Band etwas aufbiegen und das allmählich sich ausbreitende Fördergut wieder zusammenführen. Der Durchmesser der Stützrollen schwankt zwischen 80 und 200 mm. Er wird in Amerika durchweg größer gewählt als in Deutschland. Für die Bemessung des Zapfendurchmessers gibt Gleichung 18 einen Anhalt.

Abb. 145 und 146 geben die Konstruktion flacher Rollen von Luther wieder. Die Rollen sind aus Rohren hergestellt und die

Zapfen mit gußeisernen Endstücken eingesetzt. An die Stelle der früher üblichen Fettschmierung des Lagers ist Ringschmierung getreten<sup>1)</sup>. Der Lagerkörper wird von Schrauben gehalten und kann daher zum Ausgleich von Aufstellungsfehlern parallel zum Bande

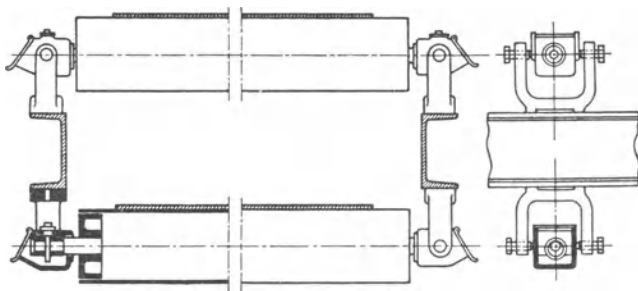


Abb. 145 und 146. Tragrollenlagerung für flache Bänder von Luther.

verschoben werden. Sorgfältiges Ausrichten ist erforderlich, da schiefstehende Rollen ein Schiefelaufen des Gurtes zur Folge haben.

Abb. 147 zeigt eine flache Holzrolle amerikanischer Ausführung. In Abb. 148 ist die Rolle eingedreht und gibt daher dem Bande

Muldenform, wodurch eine stärkere Beschützung möglich wird. Im allgemeinen ist diese Rollenform unzulässig, weil die Geschwindigkeiten von Rollenumfang und Band nur an zwei Punkten übereinstimmen können und sonst ein Gleiten stattfinden muß, das eine rasche Zerstörung der Bandoberfläche herbeiführt. Etwas vorteilhafter in dieser Hinsicht erscheint die Ausführung nach Abb. 149 mit unabhängig sich drehenden, kugeligen Seitenrollen. Zwar ist, da eine Kugelzone, nicht nur ein Kreis, zum



Abb. 147. Holzrolle.



Abb. 148. Holzrolle für Muldenform.

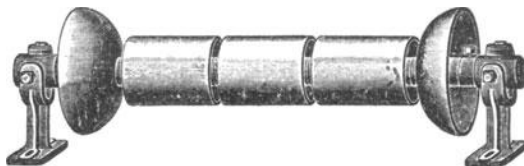


Abb. 149. Tragrollen für muldenförmiges Band.

<sup>1)</sup> Ein amerikanisches, weniger vollkommenes Ringschmierlager ist in der 2. Aufl., S. 89, dargestellt.



Anliegen kommt, auch hier ein gewisses Gleiten unvermeidlich, doch tritt die schädliche Wirkung bei der geringen Belastung des Bandrandes weniger hervor. In Deutschland werden die Bauarten nach Abb. 148 und 149 nicht angewandt.

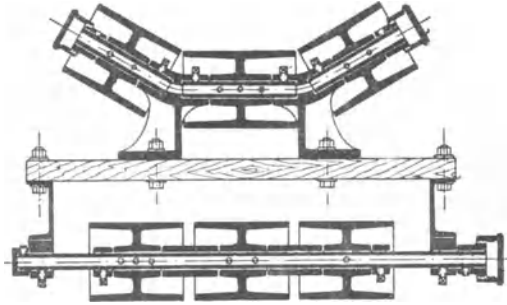


Abb. 150. Tragrollen für muldenförmiges Band (Robins).

Robins war der erste, der dem muldenförmigen Bande zu einem Erfolge verhalf. Er wendet nach Abb. 150 für das belastete Trum drei in einer senkrechten Ebene liegende Stützrollen an, die

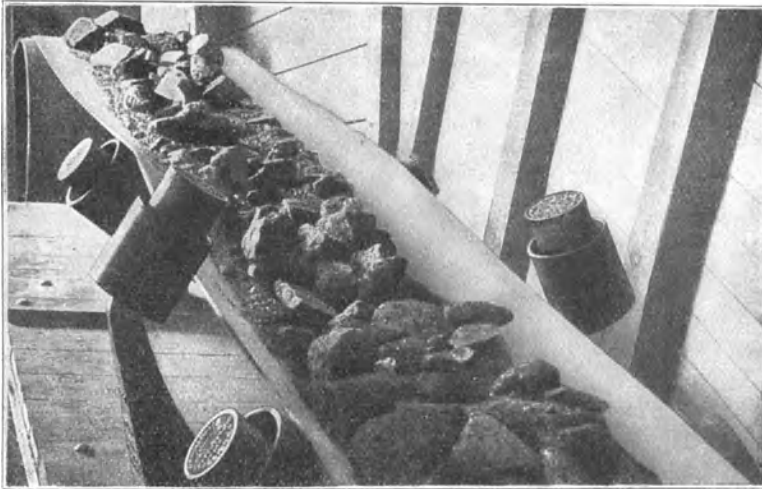


Abb. 151. Muldenförmiger Gurtförderer für Erz, unter  $16^\circ$  ansteigend. (Muth-Schmidt.)

sich auf in festen Böcken gelagerten, starkwandigen Rohren drehen. Der Neigungswinkel der Seitenrollen beträgt 15 bis  $30^\circ$ . Die Böcke werden auf ein Brett geschraubt und so versandt, wodurch die Aufstellung sehr einfach wird. Auf den Längsbalken liegt ein staub-

dichter Bretterbelag — bei Eisenkonstruktion ein Blech von  $1\frac{1}{2}$  mm Stärke —, um die Rückseite des leeren Trums, das sich ebenfalls auf drei getrennte gußeiserne Rollen stützt, vor Verunreinigung zu schützen. Die Schmierung geschieht durch Staufferbüchsen. Abb. 151 zeigt, wie durch in größeren Abständen gesetzte schräge Führungsrollen, die bei stärkeren Schwankungen des Bandes gegen den Rand anlaufen, ein Schief-  
laufen infolge einseitiger Beladung verhindert wird. Natürlich darf das Anstreifen nur ausnahmsweise vorkommen, da sonst der Gurtrand leiden würde, der ohnehin leicht Beschädigungen unterworfen ist.

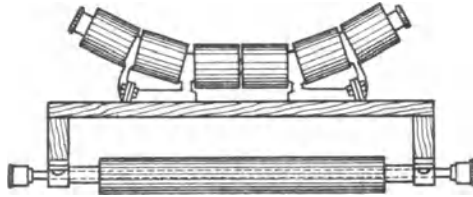


Abb. 152. Verbesserte Rollenordnung für Muldenbänder.

Die Muldenform erhöht die Leistungsfähigkeit eines Bandes von gegebener Breite außerordentlich. Sie stellt indessen wesentlich höhere Ansprüche an die Güte des Gurtmaterials. Zur Vermeidung der scharfen Knicke wird deshalb heute die Anordnung nach Abb. 152 mit 5 oder 6 Tragrollen für das fördernde Trum bevorzugt. Muth-Schmidt<sup>1)</sup> nimmt die Schmierung, genau wie bei der Anordnung nach Abb. 150, durch zwei außen angebrachte Staufferbüchsen vor, während die Link Belt Co. jede Rolle für sich schmiert. Ob in die Mitte eine oder zwei wagerechte Rollen gesetzt werden, richtet sich nach der Breite des Gurtes. Für das rückkehrende Trum wurden früher fünf einzelne Tragrollen, lose auf einer Achse sitzend, benutzt<sup>2)</sup>; besser bewährt sich eine durchgehende Rolle, weil von den Einzelrollen leicht die eine oder andere stehen bleibt.

Andere Rollenordnungen für Muldenbänder, wie in der 2. Aufl. beschrieben, haben praktische Bedeutung nicht erlangt; sie hatten z. T. wohl nur den Zweck, das amerikanische Patent von Robins zu umgehen.

Die beschränkte Zugfestigkeit des aus Pflanzenfaser hergestellten biegsamen Gurtes und der Umstand, daß derselbe einer weiteren konstruktiven Ausbildung kaum fähig ist, haben zu Versuchen geführt, bei Gurtfördereranlagen das tragende Element vom ziehenden zu trennen. So sind bei dem in Amerika vorgeschlagenen, anscheinend aber wegen seines nicht genügend einfachen Baues nicht zur Einführung gelangten „Ridgway-Förderer“ ein inneres Band zur Auf-

<sup>1)</sup> Vergl. Gebrauchsmuster 338208.

<sup>2)</sup> Vergl. 2. Aufl., S. 91, Abb. 159.

nahme der Zugkraft und ein äußeres muldenförmiges Band zum Tragen des Gutes vorgesehen<sup>1)</sup>. Eine Verbindung von Kette und Gurt hat A. Stotz bei einem Salzförderer ausgeführt (Abb. 153). Ein 900 mm breiter Segeltuchgurt ist mit Tempergußketten eingefäßt; in Abständen von je 300 mm sind Mitnehmer aus Zinkblech gesetzt. Die ganze Vorrichtung ist fahrbar, drehbar und in senkrechter Ebene schwenkbar.

Aus der Knappheit an Baumwolle und allen Hilfsstoffen, wie Gummi und Balata, haben die Bauarten Nutzen gezogen, die mit



Abb. 153. Fahrbarer Gurtförderer zur Gewinnung von Meersalz, bestehend aus einem Segeltuchgurt mit Ketteneinfassung, von Stotz. Achsenabstand 12 m.

Holz und Eisen auskommen. Unter ihnen ist seiner Einfachheit wegen an erster Stelle das Stahlförderband zu nennen, das unter Benutzung schwedischen Materials — die Erzeugung gleichwertiger Bänder ist in Deutschland bisher nicht gelungen — von der Sandviken Transportbandgesellschaft gebaut wird. Auch wenn Baumwolle wieder billiger ist, dürften die Stahlbänder nicht ganz verschwinden, da sie für manche Materialien, namentlich für heiße, backende und ätzende Stoffe, den aus Faserstoffen hergestellten Bändern überlegen sind. Zu hohe Temperaturen veranlassen allerdings ein Welligwerden des Bandes. Die Bauart ist in den letzten Jahren gegenüber den älteren Ausführungen<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Vergl. die ausführlichere Darstellung in der 2. Aufl., S 91.

<sup>2)</sup> Vergl. 2. Aufl., S. 93.

wesentlich vervollkommenet worden; man hat gewisse konstruktive Experimente, insbesondere den aus drei einander überlappenden Bändern hergestellten breiten Gurt, der nur bei sehr sorgfältiger Ausführung und Unterhaltung gut arbeitet, fallen lassen. Allerdings ist damit die Breite auf 400 mm beschränkt, da die Bänder nicht in größeren Abmessungen geliefert werden; ohne Seitenleisten

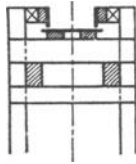


Abb. 154. Schleifend geführtes Stahlband mit Seitenleisten.

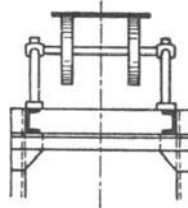


Abb. 155. Führung des Stahlbandes auf Rollen.

kommen die Bänder daher nur für kleinere und mittlere Leistungen in Betracht. Äußerstenfalls kann man annehmen, daß bei kleinstückiger Kohle und bei gut zusammenhaltenden Stoffen, wie Rohzucker und Kali, auf 1 m Bandlänge etwa 15 l liegen, so daß bei einer Geschwindigkeit von 1 bis 1,5 m/sek die Stundenleistung 50 cbm betragen könnte. Bei grobstückiger Kohle, Zementklinkern und dergleichen ist natürlich mit wesentlich geringerer Leistung zu rechnen.

Eine Verstärkung der Leistung bis auf höchstens etwa 100 cbm/st ist dadurch möglich, daß man durch Anordnung feststehender Seitenleisten nach Abb. 154 einen Trog bildet, der das Fördergut zusammenhält. Allerdings ist diese Anordnung nicht möglich bei stark schmirgeln dem Material, weil dann



Abb. 156. Stahlband für Kohleförderung (Sandviken).

die unteren Blechkanten, die etwa 3 mm Abstand von dem Band haben sollen, rasch verschleifen und die Abdichtung verloren geht. Auch bei Getreide ergeben sich Schwierigkeiten aus der mangelnden Dichtung.

Die Innehaltung des Spielraumes zwischen Seitenblechen und Band verlangt bei Bändern mit Trog die Führung des Bandes auf Holzleisten; der hierbei auftretende hohe Kraftverbrauch schränkt den Verwendungsbereich weiter ein. Das Band wird sonst über feststehende Rollen geführt (Abb. 155 und 156).

Der Abwurf des Materials geschieht durch Abstreicher, die nicht als starre Platten ausgeführt werden dürfen, sondern aus einzelnen federnden Lamellen bestehen, so daß sie den Nietköpfen an der durch Überlappungsnielung hergestellten Verbindung der Bandenden auszuweichen vermögen (Abb. 157).

Ohne weiteres bei einer vorhandenen Anlage als Ersatz für einen Baumwollgurt auflegen läßt sich ein Stahlband nicht, schon wegen des notwendigen Durchmessers der Antrieb- und Endscheiben, der mindestens 1 m betragen muß.

Drahtgurte nach Abb. 40 bilden in den meisten Fällen nur einen ungenügenden Ersatz für Faserstoffbänder. Ihre Lebensdauer wird durch die schlechte Auflage zwischen den Drähten und dem Ver-



Abb. 157. Stahlband zur Förderung von 50 t/st Rohsalz mit einseitigem Abstreicher (Sandviken).

bindungsstift beeinträchtigt, namentlich wenn im Bande starke Spannung herrscht. Sie ohne weiteres als Ersatz einzubauen, ist in der Regel deshalb nicht möglich, weil die Gurte schwerer sind, daher auch größeren Kraftverbrauch haben und die Antriebscheiben, Spannvorrichtungen und Unterstützungen stärker belasten. Daher ist es meist erforderlich, den Antrieb zu verstärken, die selbst-

tätigen Gewichtspannvorrichtungen durch Schraubenspannvorrichtungen zu ersetzen und die Tragrollen enger aneinander zu rücken. Die Antriebsrollen müssen, da sie sonst nicht durchziehen, Überzüge aus alten Balatagurten erhalten, die von Zeit zu Zeit zu erneuern sind. Die Bändergeschwindigkeit muß herabgesetzt werden. Der größte Nachteil ist das Durchfallen des Fördergutes im Betrieb. Das Einlegen von Streifen aus Holz oder Blech in die Spiralen quer zum Band ist nur eine unvollkommene Abhilfe. Am besten ist der Erfolg bei solchen Stoffen, die backen und dauernd zusammenhalten, wie es bei Kalisalzen, auch wohl in einzelnen Fällen bei Steinkohle, der Fall ist. Feuchte Braunkohle backt auch, löst sich aber beim Trocknen wieder, so daß das Band, wenn es etwa über Sonntag stillgestanden hat, erst wieder in den richtigen Zustand kommen muß. Fällt die feuchte Braunkohle durch, so verschmutzt sie nicht nur den Fußboden, sondern auch die Rückseite des unteren Trums und ballt sich dann wieder auf den Endscheiben zusammen. Die Not hat trotz dieser vielen Schwierigkeiten zu einer ausgedehnten Ver-

wendung der Drahtgurte gezwungen, und in manchen Fällen sind immerhin, nachdem das Personal sich an die Besonderheiten des Betriebes gewöhnt und ihnen zu begegnen gelernt hat, die Erfolge so, daß man ohne wesentliche Störungen arbeiten kann. Der Versuch, statt der Querdrähte Drahtseilchen einzulegen, um dem Bande Muldenform geben zu können, ist gänzlich mißlungen.

Neuerdings haben sich auch die Killewaldschen Holzgliederbänder<sup>1)</sup> eingeführt, bei denen als Träger des Fördergutes leichte Holzbrücken und als Zugorgane Drahtseile dienen, die auf der Unterseite der Holzbrücken liegen und vollständig in diese eingelassen sind, so daß eine glatte Fläche entsteht und die Bänder ohne weiteres über vorhandene Scheiben laufen können. Wird das Band nur nach einer Seite gebogen, so kann man die Holzbrücken einander überdecken lassen (Abb. 158). Wenn es dagegen über einen Abwurfwagen läuft, so muß man die Platten spitz aneinander stoßen lassen (Abb. 159 und 160), wobei die Abdichtung weniger gut ist, zumal nicht damit gerechnet werden kann, daß die spitzen Kanten dauernd erhalten bleiben. Das Gewicht dieser Bänder ist bedeutend geringer als das

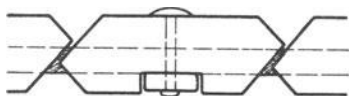


Abb. 158. Killewaldsches Holzgliederband mit Überdeckung (Muth-Schmidt).

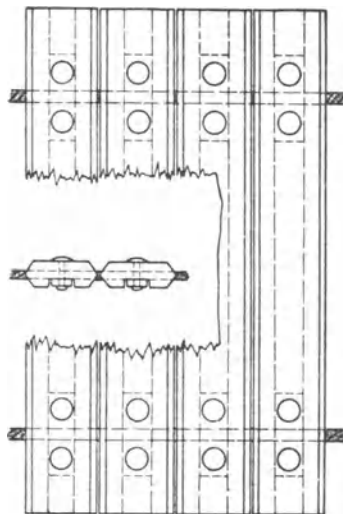


Abb. 159 und 160. Killewaldsches Holzgliederband ohne Überdeckung (Muth Schmidt).

von Drahtgurten, auch ist die Abdichtung leidlich gut, so daß sie einen ziemlich befriedigenden Ersatz zu bilden scheinen.

Papiergarngurte (Zellstoffgurte) haben sich nur in sehr beschränktem Umfange eingeführt. Bei größeren Zugbeanspruchungen reicht die Festigkeit des Papiergarnes nicht aus. Die Oberfläche und die Ränder sind leicht Verletzungen ausgesetzt, die rasch weitergreifen und schwer auszubessern sind, weil die einzelnen Fäden

<sup>1)</sup> Die Bauart könnte auch als zu Abschnitt 7, Gliederbänder, gehörig angesehen werden, ist aber an dieser Stelle besprochen, weil sie der Anwendung nach am nächsten mit den Förderbändern aus biegsamen Stoffen verwandt ist.

infolge ihrer glatten Oberfläche wenig Zusammenhang haben. Für ganz leichte Beanspruchung können diese Bänder immerhin in Frage kommen und möglicherweise auch später einen Platz behalten.

Gänzlich mißlungen ist der Versuch, Zellstoffgurte muldenförmig laufen zu lassen. Der Papiergarn-Schuß hält die hierbei auftretende Biegung nicht aus, so daß das Band nach kurzer Betriebszeit in drei Längsstreifen zerfällt. Das Problem des muldenförmigen Förderbandes ist also durch keine der hier beschriebenen neueren Bauarten gelöst worden.

Der Gedanke, Material zwischen zwei gegeneinander gedrückten Gurten senkrecht zu heben, hat meines Wissens noch keinen größeren Erfolg gehabt<sup>1)</sup>.

### b) Aufgabe und Abwurf.

Zur Materialaufgabe werden Auflaufschurren nach Abb. 161 und 162 verwandt. Die Auflaufbreite kann etwa 0,6 bis 0,7 der Bandbreite sein, die Durchgangswerte  $D$  bestimmt sich nach der Stückgröße. Punkt  $b$  soll senkrecht über Punkt  $a$  liegen, damit keine Stücke unmittelbar auf das Band fallen können. Zweckmäßig ist es, den unteren Teil des Rutschbleches zu krümmen, weil da-

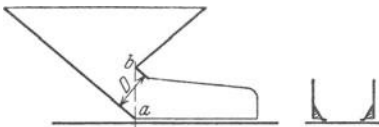


Abb. 161 und 162. Auflaufschurre.

durch der Stoß beim Auftreffen sehr gemildert und Band und Fördergut geschont wird. Voraussetzung ist natürlich, daß das Material mit genügender Geschwindigkeit ankommt und nicht etwa durch das Band aus dem gefüllten

Trichter abgezogen wird. Die beiden seitlichen Leitbretter sollen ein Herausspringen des Materials verhindern. Sie werden häufig mit schräg gestellten Gummistreifen versehen, die auf dem Bände schleifen.

Wenn das Band an verschiedenen Stellen beschickt werden soll, so wird die Auflaufschurre auf Räder gesetzt (Abb. 163).

Die Durchbildung der Auflaufschurre verdient bei dem Förderbande besonders sorgfältiges Studium, weil an dieser Stelle die stärkste Abnutzung auftritt. Der Grundgedanke muß immer der sein, dem Fördergut die Richtung und Geschwindigkeit des Bandes zu erteilen.

Das Abnehmen des Fördergutes geschieht mittels einer Umkehrrolle (Abb. 164), an der sich das Gut infolge der Zentrifugal-

<sup>1)</sup> Vergl. D. R. P. 168817 und Prakt. Maschinenkonstr. 1905, Tafel 38, Fig. 18.

kraft vom Bande löst. Der Punkt, an dem die freie Bewegung des Materials beginnt, wird bestimmt durch die Gleichung:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r} = G \cdot \sin \alpha; \quad \sin \alpha = \frac{v^2}{g \cdot r};$$

$$h = r \cdot \sin \alpha = \frac{v^2}{g} \dots \dots \dots (18b)$$

Bei Leitrollen von kleinem Durchmesser ergibt diese Formel meistens  $h > r$ , das Abheben geschieht dann im Rollenscheitel.

Das Bodenblech der Ablaufschurre wird zweckmäßig unter Rollenmitte gelegt, damit auch beim Anlauf des belasteten Förderers kein Material vorbeifällt. Dadurch geht jedoch bei großen Rollen eine nicht unbeträchtliche Höhe verloren. Falls die Bauhöhe knapp ist, muß man deshalb die höchste zulässige Lage des Bleches durch Aufzeichnen der Wurfparabel ermitteln und die Möglichkeit eines Materialverlustes in Kauf nehmen. Bei zerbrechlichem Material ist für möglichst sanftes Auftreffen des Strahles auf das Schurrenblech zu sorgen.

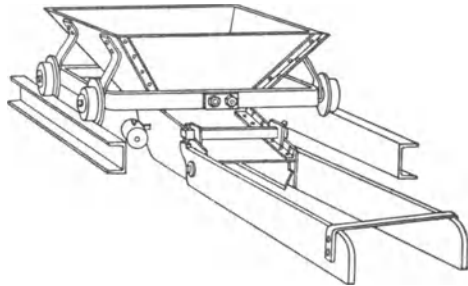


Abb. 163. Fahrbare Auflaufschurre.

Die Parabelverzeichnung geschieht auf Grund der Gleichungen:

$$x = v \cdot t, \quad y = \frac{1}{2} g \cdot t^2,$$

deren Zusammenziehung ergibt:

$$y = \frac{1}{2} \frac{g}{v^2} \cdot x^2 = \frac{x^2}{2h} \dots \dots \dots (19)$$

Soll die Abwurfstelle beliebig veränderlich sein, so werden zwei Leitrollen mit der Ablaufschurre auf einem Abwurfwagen montiert (Abb. 165 und 166). Das Gut wird nach einer oder nach beiden Seiten hin abgeleitet. In der Zeichnung ist eine verstellbare

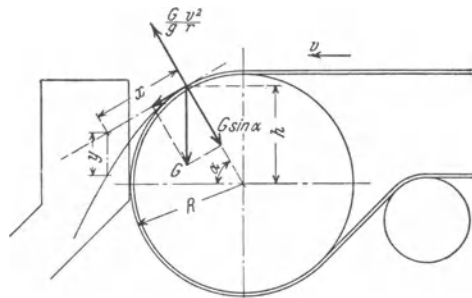


Abb. 164. Vorgang beim Abwurf.



Klappe angegeben, die den Strom nach der gewünschten Seite lenkt. Damit der Wagen nicht vom Bande mitgenommen wird, ist eine Feststellvorrichtung angebracht, bestehend aus dem Hebel  $H$  und

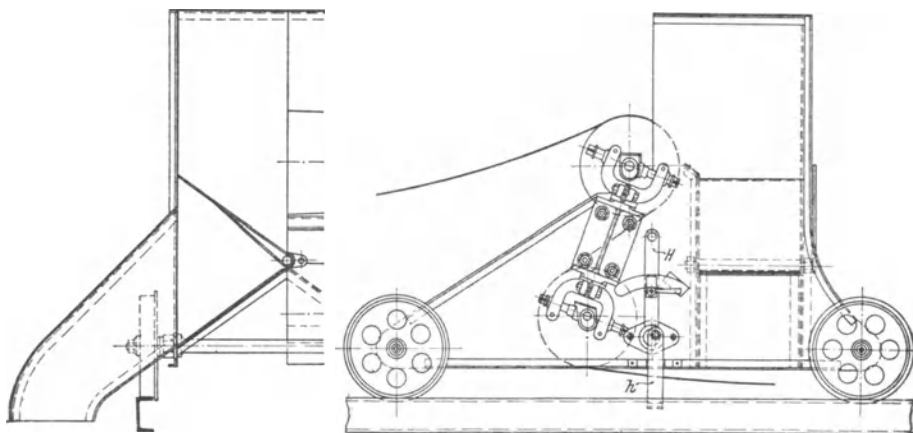


Abb. 165 und 166. Abwurfwagen.

der durch ein Exzenter bewegten Zugstange  $h$ , die unter den Flansch des  $\square$ -Eisens faßt.

Als Fahrbahn für den Abwurfwagen werden entweder die Längsbalken des Bandförderers selbst benutzt oder besondere Schienen,

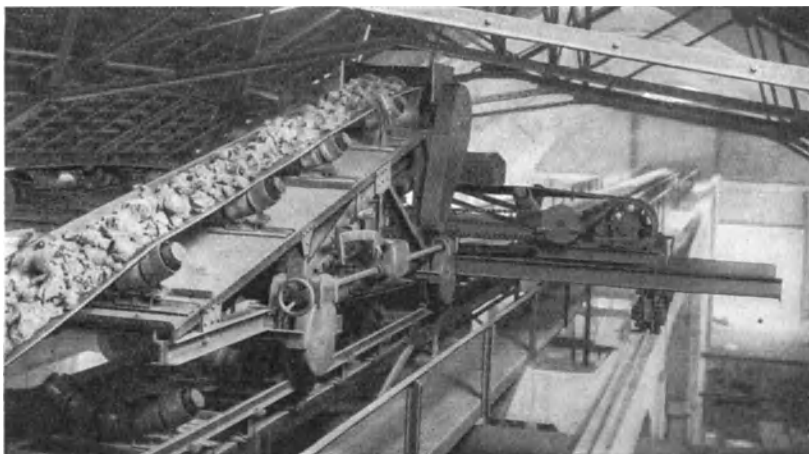


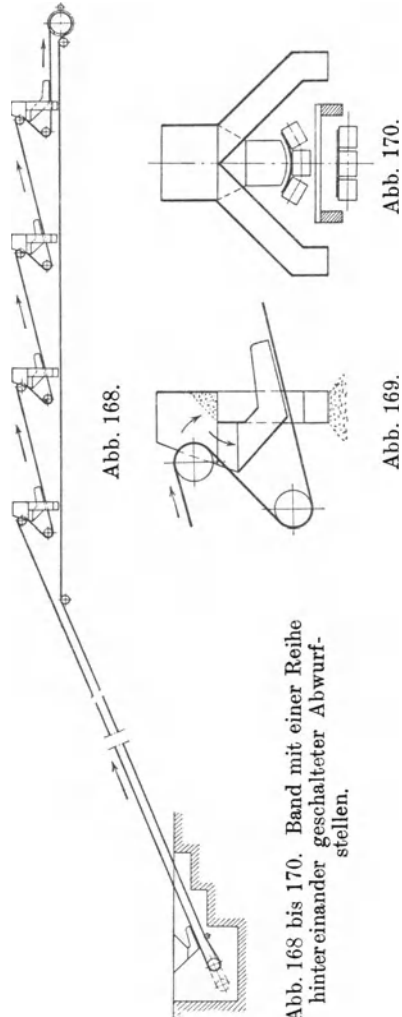
Abb. 167. Abwurfwagen mit angebautem verschiebbarem Querförderer (Muth-Schmidt).

die an den Längsbalken durch gußeiserne Böcke befestigt sind. In jedem Falle ist darauf zu achten, daß der Abwurfwagen nicht mit festen Teilen, z. B. Schrägrollen, zusammenstößt.

Der Abwurfwagen wird während des Stillstandes des Bandes von Hand verschoben. Häufig trifft man indessen Vorkehrungen, um ihn während des Betriebes selbsttätig langsam hin- und herwandern zu lassen und so ein Lager gleichmäßig zu beschütten. Der Wagen wird dazu entweder in ein von einer feststehenden Winde bewegtes Seil eingehängt, oder er führt sein Fahrwerk mit sich. Im letzteren Falle geht der Antrieb von einer der Leitrollen aus, und die Umsteuerung erfolgt durch Knaggen am Ende der Bahn. Luther treibt das Fahrwerk mit offenem und gekreuztem Riemen an. Abb. 167 gibt eine Ausführung von Muth-Schmidt, bei der zur Erzielung größerer Schüttbreite mit dem Abwurfwagen noch ein querförderndes Band zusammengebaut ist. Da dieses Band überdies noch für sich in seiner Längsrichtung, also quer zur Richtung des Hauptförderers, beweglich ist, so läßt sich die seitliche Entfernung, in der abgeworfen werden soll, beliebig ändern und der Speicher gleichmäßig beschütten. In der Darstellung steht der Abwurfwagen in der äußersten Stellung nach dem Beschauer zu; der Schuppen liegt weiter zurück.

Bei schwerer Belastung des Bandes — z. B. bei Muldenbändern und bei Förderung von Einzellasten — müssen auf dem Abwurfwagen Stützrollen angebracht werden (vgl. Abb. 167).

Abb. 168 bis 170 zeigen, wie auch ohne Benutzung eines Abwurfwagens ein Lager gleichmäßig beschütet werden kann. Eine Reihe von festen Abwurfstellen sind hintereinander eingebaut, deren erste das Fördergut seitlich abfließen läßt. Ist aber an der Abwurfstelle ein Haufen bis zur Mündung des Ablaufrohres aufge-



schüttet (Abb. 169), so verstopft sich das Rohr und das Material fließt auf das Band zurück, um zur nächsten Ablaufstelle geschafft zu werden.

Für den Fall, daß das Band in beiden Richtungen arbeiten soll, kann ein Doppel-Abwurfwagen nach Abb. 171 verwandt werden.

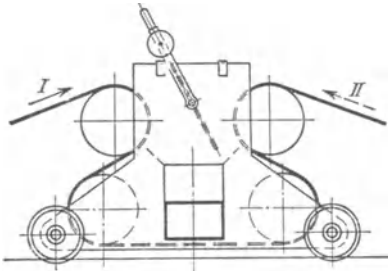


Abb. 171. Doppel-Abwurfwagen.

Durch Umstellen der Klappe wird die Ablaufschurre in die Lage gesetzt, von der einen oder von der andern Seite Material zu empfangen.

Verstellbare Rollen, die den Zweck haben, bei Förderung in zwei Richtungen das eine Rollenpaar überflüssig zu machen, oder die die vollständige Ausschaltung einer Abwurfstelle ermöglichen

sollen, haben keine praktische Bedeutung erlangt<sup>1)</sup>.

Abstreifen des Materials durch ein schräges Brett kommt bei biegsamen Bändern selten in Frage, weil der Gurt sehr darunter leidet, doch läßt es sich in einzelnen Fällen nicht gut umgehen. So

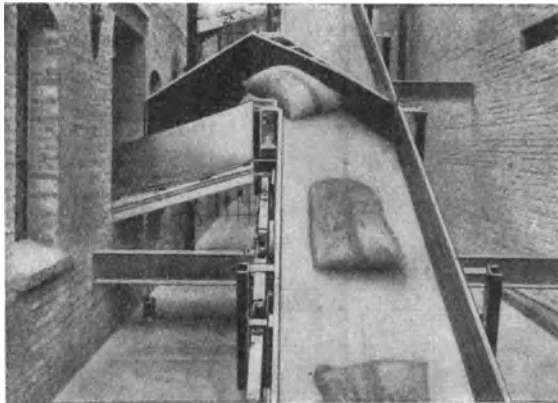


Abb. 172. Ballenförderer mit Abwurf durch Abstreicher (Unruh & Liebig).

werden bei dem Ballenförderer nach Abb. 172, bei dem das Band mit Holzleisten eingefaßt ist, durch Hereindreihen eines Stückes der Bordwand auf einfachste Weise Abwurfstellen geschaffen. Das Band liegt in einer Steigung von  $20^{\circ}$ , was die Anwendung eines Abwurfwagens verhindert.

<sup>1)</sup> Vergl. 2. Aufl., S. 102, Abb. 180 und 181.

Eine Schädigung des Bandes bringt übrigens auch der Abwurfwagen mit sich. Die doppelte Biegung um  $180^{\circ}$  in entgegengesetztem Sinne vermehrt bei dem üblichen kleinen Rollendurchmesser — 300 bis 400 mm — die Abnutzung und den Kraftverbrauch nicht unwesentlich. Dazu kommt, daß bei feuchtem Fördergut kleine Teile am Bande haften bleiben und sich in die Oberfläche hineindrücken. Robins reinigt deshalb das Band an jeder Abwurfstelle, indem er unterhalb der Rolle eine rasch umlaufende Bürste anbringt, deren Achsenabstand vom Bande sich genau einstellen läßt, und die den Schmutz in die Ablaufschurre schleudert<sup>1)</sup>. Bei sehr klebrigem, nassem Fördergut werden auch messerartige Abstreifer verwandt, um das Band zu säubern.

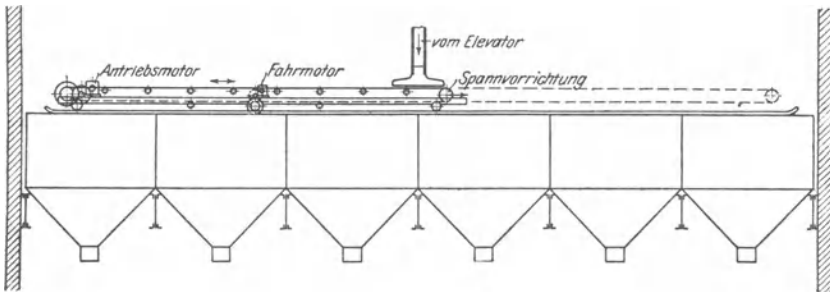


Abb. 173. Längsfahrbarer Gurtförderer.

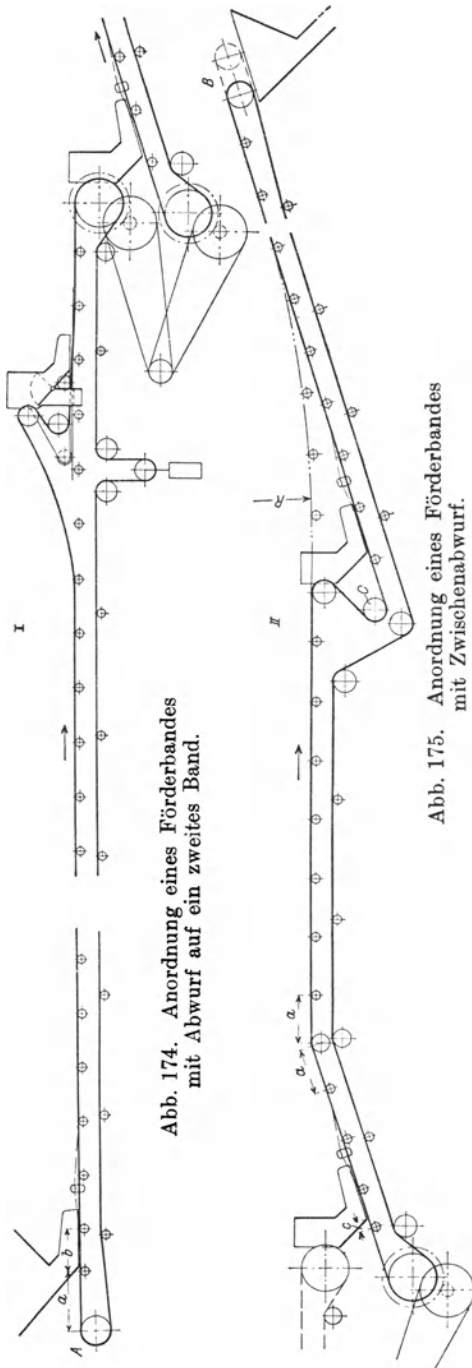
Ganz vermeiden läßt sich der Abwurfwagen, wenn man nur an den Endrollen abwerfen läßt und, um an jede beliebige Stelle des Bunkers zu gelangen, das ganze Band verschiebbar macht (Abb. 173). Von dem Elevator aus, der in der Mittelebene des Kesselhauses steht, fördert das umsteuerbare Band nach beiden Seiten. Der Heizer kann den Fahr- und Antriebsmotor von unten steuern. — Die Fahrvorrichtung könnte offenbar mit Leichtigkeit so gestaltet werden, daß das Band selbsttätig hin und her wandert und den Bunker gleichmäßig beschüttet.

Die Anordnung hat auch den angesichts der hohen Gurtpreise nicht zu unterschätzenden Vorteil, daß nahezu die halbe Bandlänge gespart wird. Sie ist deshalb schon für sehr lange Förderer in Aussicht genommen worden. Bei dem Querband nach Abb. 167 findet sich übrigens grundsätzlich derselbe Gedanke verwirklicht.

### c) Allgemeine Anordnung.

Kennzeichnende Beispiele für die Anordnung von Förderbändern geben Abb. 174 und 175. Es ist angenommen, daß das bei A an-

<sup>1)</sup> Vergl. Engineering and Mining Journal 1911, S. 556; Mitteilungen über eine neue Gummibürste.



kommende Fördergut entweder durch Band I in einen Bunker verteilt wird oder nach Umstellung der Klappe des Abwurfwagens auf Band II übergeht, das wegen örtlicher Verhältnisse zunächst ansteigend, dann wagerecht und schließlich wieder steigend geführt werden muß. Band II kann auch quer zu I liegend gedacht werden.

Beide Bänder werden von demselben Motor durch Riemen und Zahnradvorlegegele angetrieben. Für Band I liegt der Antrieb günstiger als für II, da das belastete Trum den Zug der Antriebscheibe unmittelbar empfängt, während im anderen Fall das mehrfach abgelenkte leere Trum der vollen Spannung ausgesetzt ist. Band I kann eine Gewichtspannvorrichtung im leeren Trum nahe dem Antrieb erhalten, falls man nicht vorzieht, die Umkehrrolle A am Aufgabeeende durch Gewicht oder Schrauben anzuziehen, um die mehrfache Ablenkung des Bandes zu vermeiden. Die Spannvorrichtung für II kann, wie gezeichnet, an der Abwurfrolle B liegen, doch muß in diesem Falle der Fangtrichter der Rollenverschiebung entsprechend erweitert werden. Noch

zweckmäßiger erscheint daher — vorausgesetzt, daß die Örtlichkeit diese Anordnung zuläßt — Verschieben der Rolle C parallel zum ansteigenden Trum, zumal hier geringere Spannung herrscht.

Der erste der beiden Knicke im Bande II läßt sich leicht durch Einschalten von Leitrollen überwinden, während beim Übergang von der Wagerechten in die Steigung ein Abwurf, oder, wenn Platz vorhanden ist, eine sehr schwach gekrümmte Kurve, wie gestrichelt angedeutet, eingeschaltet werden muß. Diese kann als Parabel verzeichnet werden (Abb. 176) nach der Gleichung:

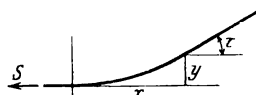


Abb. 176. Kurve.

$$y = \frac{q_0}{2S} x^2, \dots \dots \dots (20)$$

wenn mit  $q_0$  das Bandgewicht. in  $\text{kg/m}$  und mit  $S$  die Spannung des Bandes in  $\text{kg}$  bezeichnet wird.

Die Neigung der Tangente ist:

$$\text{tg } \tau = \frac{q_0}{S} x \dots \dots \dots (21)$$

und der Krümmungshalbmesser im Scheitel:

$$\varrho = \frac{S}{q_0} \dots \dots \dots (22)$$

Der Rechnung müssen die Verhältnisse beim Anlauf des unbeladenen Bandes zugrunde gelegt werden, weil dabei am leichtesten ein Abheben eintreten kann.

Beispiel.

Gegeben  $\tau = 8^\circ$ ,  $q_0 = 8 \text{ kg/m}$ .

Die Spannung bei Leerlauf sei zu 300  $\text{kg}$  berechnet, zur Sicherheit soll aber für den Anlauf  $S = 750 \text{ kg}$  zugrunde gelegt werden. Dann ergeben sich die Koordinaten des Anschlußpunktes zu:

$$x = \frac{S}{q_0} \cdot \text{tg } \tau = 13,175 \text{ m},$$

$$y = \frac{q_0}{2S} \cdot x^2 = \frac{1}{2} \frac{S}{q_0} \cdot \text{tg}^2 \tau = 0,926 \text{ m},$$

ferner

$$\varrho = \frac{S}{q_0} = 93,75 \text{ m}.$$

In Fällen, wo das Band durch zeitweiliges Abheben beschädigt werden kann, ist besondere Vorsicht bei der Annahme von  $S$  ge-

boten und auch der Fall zu berücksichtigen, daß das Band beim Anlauf vor der Kurve belastet, in der Kurve leer ist. Robins pflegt einen Kreisbogen von mindestens 75 m Radius auszuführen.

Der Abstand der Stützrollen des belasteten Trums beträgt bei flachen Bändern gewöhnlich 2 bis 2,5 m, bei leichtem Fördergut auch bis zu 3 m, während die schwerer belasteten Muldenbänder, damit sie ihre Form nicht verlieren, in 1,1 bis 1,6 m Abstand gestützt werden. Die kleineren Werte gelten für breite Bänder. Noch geringere Abstände sind bei Förderung von Einzellasten oder von Personen<sup>1)</sup> erforderlich. Durch Verkleinerung des Abstandes wird die jedesmalige Biegung des Bandes verringert und damit der Kraftverbrauch merklich vermindert, auch das Band geschont. Beim leeren Trum sind die Stützrollen 3 bis 5 m voneinander entfernt.

Der Abstand  $a$  zwischen einer flachen Leitscheibe und der benachbarten Stützrolle soll bei Muldenbändern nicht zu klein sein,

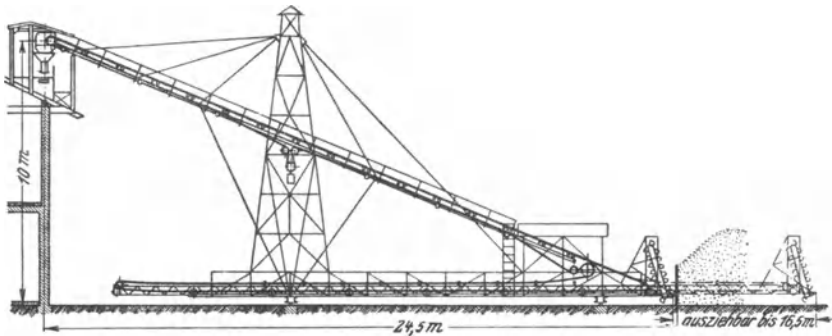


Abb. 177. Fahrbarer Erzförderer mit ausziehbarem Bande (Luther).  
Leistung 40 t/st.

damit das Band nicht gewaltsam deformiert wird. Andererseits darf man ihn, wenn das Band beladen ist, nicht zu groß nehmen, damit das Fördergut nicht Zeit bekommt, sich auszubreiten und herunterzufallen. Üblich ist  $a = 800$  bis  $1000$  mm.

Das Bodenblech der Auflaufschurre soll in geringem Abstände von einer Stützrolle ( $c = 100$  bis  $150$  mm) auf das Band treffen. Die nächste Rolle soll nicht weiter als  $b = 750$  bis  $900$  mm entfernt sein.

Die zulässige Steigung des Bandes ist von dem Reibungskoeffizienten zwischen Fördergut und Band und der Art der Aufgabe abhängig. Erfolgt diese stetig, so stützen die Teile des Materials einander gegenseitig, so daß die Steigung größer sein darf. Für Kohle auf Gummibändern können als größte Steigungen gelten:

|                              |      |
|------------------------------|------|
| bei stetiger Förderung . . . | 28°  |
| bei unterbrochener Förderung | 23°. |

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 1349, und 1903, S. 1425.

Abb. 177 gibt ein sehr eigenartiges Anordnungsbeispiel in Gestalt eines ausziehbaren Gurtförderers. Die Aufgabe war, Feinerz von einer ausgedehnten rechteckigen Halde einem auf dem Dache eines Gebäudes angeordneten Gurtförderer (in der Abbildung links) zuzuführen. Zu dem Zwecke wurde ein zwischen dem Gebäude und der Halde fahrbares Gerüst entworfen, das einen Gurtförderer trägt, dessen ansteigender Teil fest eingebaut ist, während der wagerechte Teil sich auf einem innerhalb des Gerüsts quer zu dessen Fahr-

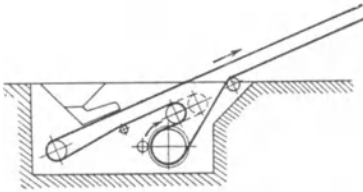


Abb. 178. Antriebsanordnung.

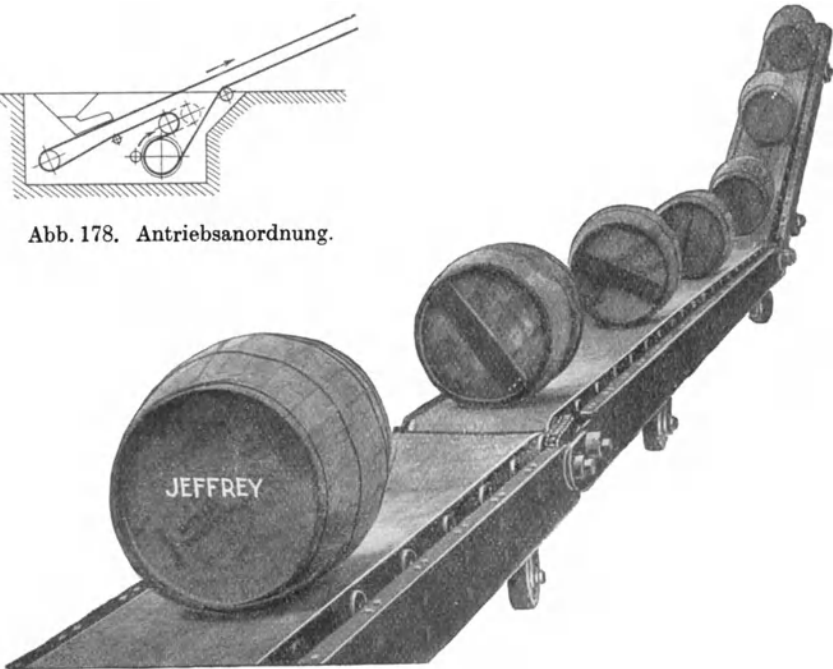


Abb. 179. Gurtförderer für Fässer, aus einzelnen Teilen zusammengesetzt.

richtung beweglichen Wagen befindet. Wird der Wagen, wie gestrichelt angedeutet, nach rechts verfahren, so verkürzt sich das Band auf der linken Seite ebenso viel, wie es sich auf der rechten Seite verlängert, so daß die Gesamtlänge dieselbe bleibt. Der am vorderen Bandende (rechts) angebrachte Becherelevator, der das Erz von der Halde abgräbt und dem Bande übergibt, kann also nach und nach weiter vorgefahren werden und die ganze Halde abräumen<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Vergl. auch Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 904, Beschreibung einer von der Maschinenbauanstalt Humboldt ausgeführten umfangreichen Schiffsbeladeanlage mit ausschiebbarem Gurtförderer.



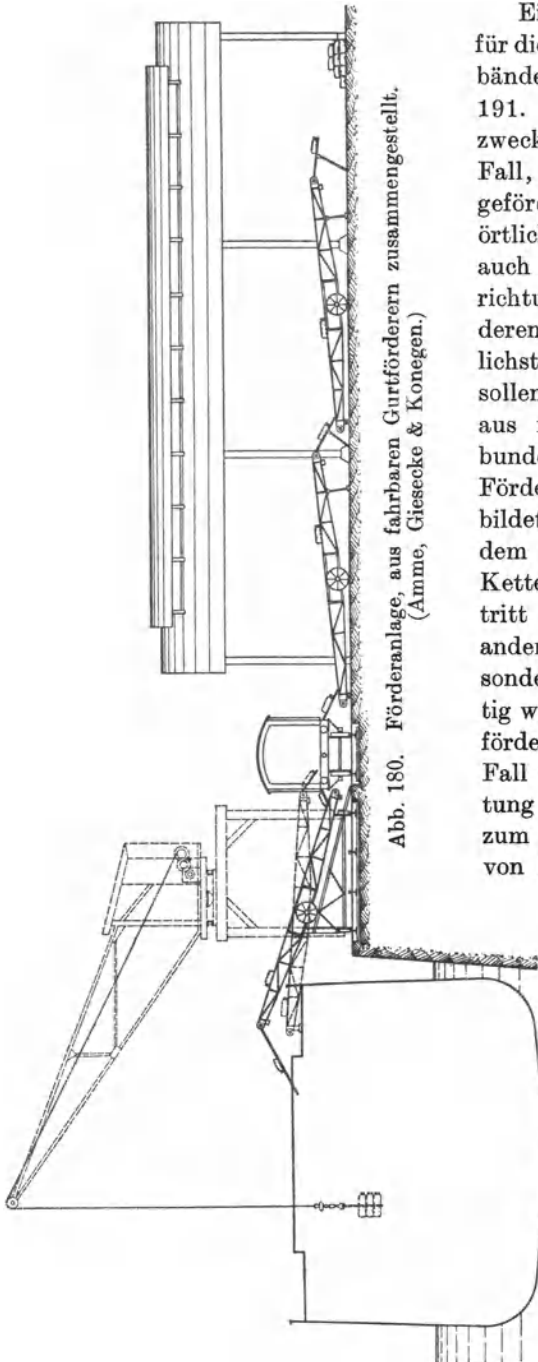


Abb. 180. Förderanlage, aus fahrbaren Gurtförderern zusammengestellt.  
(Anme, Giesecke & Konegen.)

Einige weitere Beispiele für die Anordnung von Förderbändern geben Abb. 178 bis 191. Abb. 178 zeigt eine zweckmäßige Führung für den Fall, daß aus einer Grube gefördert werden muß, in der, örtlicher Rücksichten wegen, auch Antrieb und Spannvorrichtung unterzubringen sind, deren Abmessungen aber möglichst klein gehalten werden sollen. In Abb. 179 ist ein aus mehreren gelenkig verbundenen Teilen bestehender Förderer für Fässer abgebildet. Jedes Band wird von dem vorhergehenden mittels Kette getrieben. Die Last tritt von einem Bande zum andern über, ohne daß besondere Leitvorrichtungen nötig wären, wie es bei Getreideförderern ähnlicher Art der Fall ist. Die ganze Vorrichtung ist beweglich und dient zum Entleeren und Beladen von Fahrzeugen.

In ähnlicher Weise werden fahrbare Bandförderer für Säcke und andere Stückgüter benutzt. Ein solches Element besteht aus einem in möglichst leichter Eisenkonstruktion ausgeführten, auf zwei Rädern ruhenden Fahrgestell, welches das Förderband nebst Antrieb, Spannvorrichtung usw. trägt. An beiden Enden des Ele-

mentes, dessen Länge 6 bis 15 m betragen kann, befinden sich Dosen zum Anschluß der elektrischen Leitungen. Die Elemente werden, wenn sie zusammenarbeiten sollen, durch verstellbare Stützen schräg gestellt und mittels kurzer Rutschen verbunden. Um steiler aufwärts zu fördern, können die Elemente, wie in Abb. 180, auf schräge Gestelle gefahren werden.

Noch größere Höhenunterschiede lassen sich durch Gurtförderer mit verstellbarem Gerüst überwinden (Abb. 181)<sup>1)</sup>.

In Abb. 182 wird der fahrbare Gurtförderer in Verbindung mit einem fahrbaren Becherwerk dazu benutzt, um einen Lagerplatz abzuräumen und das Fördergut in Eisenbahnwagen zu verladen.

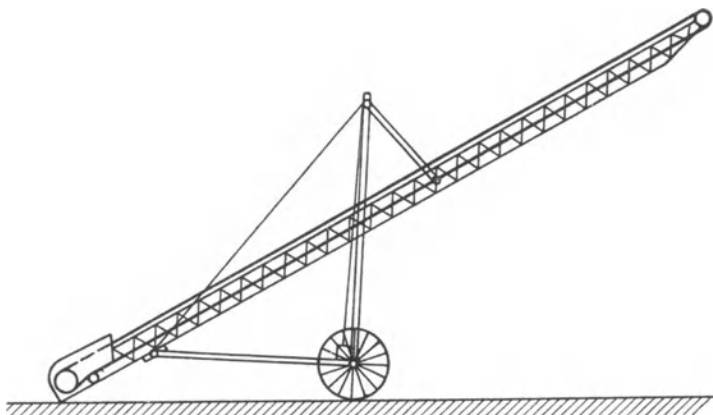


Abb. 181. Fahrbarer Gurtförderer mit verstellbarem Gerüst.

Für manche Fälle ergibt auch ein drehbarer Gurtförderer eine recht gute Lösung, so bei der Aufschüttung von Halden oder Beschüttung von Lagerplätzen. Während bei älteren Ausführungen dieser Art der Förderer sich lediglich wagerecht schwenken läßt, ist in dem Falle der Abb. 183, wo es sich um die Verladung von Koks handelte, der Förderer außerdem in der senkrechten Ebene beweglich gemacht, derart, daß das Abwurfende gehoben und gesenkt werden kann. Bei Beginn der Beschüttung wird der Förderer tiefgestellt, so daß die Fallhöhe gering ist, und im weiteren Verlauf nach und nach gehoben. Abb. 183 zeigt die höchste Stellung, in welcher der Förderer zwischen die Träger des drehbaren Auslegers aufgezogen ist. Dieser wird durch am Boden befestigte Seile verspannt. Der Koks wird dem in der Drehachse angeordneten Aufgabefüllrumpf durch einen ansteigenden Gurtförderer zugeführt.

<sup>1)</sup> Vergl. Iron Age 1919, S. 1307. S. auch Abb. 137, S. 74.

Häufig werden Gurtförderer auf fahrbaren Brücken angebracht, die zur Beschickung von Lagerplätzen dienen; zur Wiederaufnahme

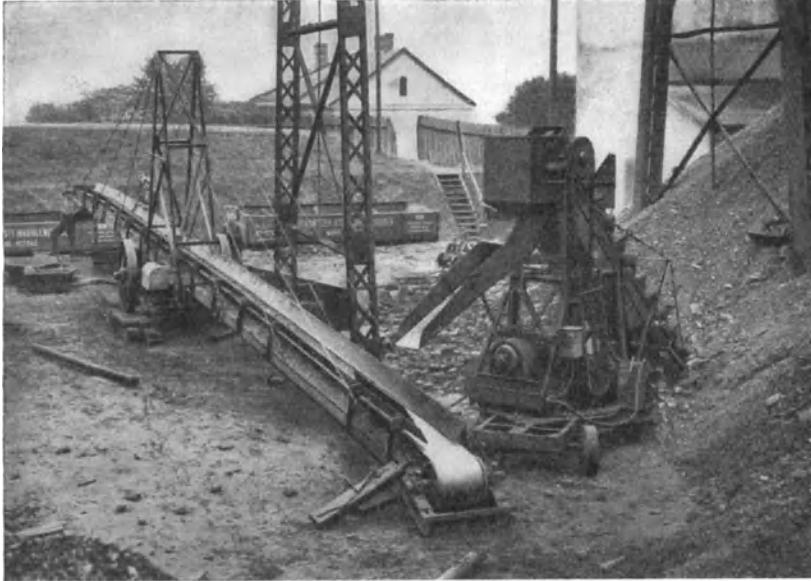


Abb. 182. Fahrbarer Gurtförderer in Verbindung mit einem fahrbaren Becherwerk (Muth-Schmidt).

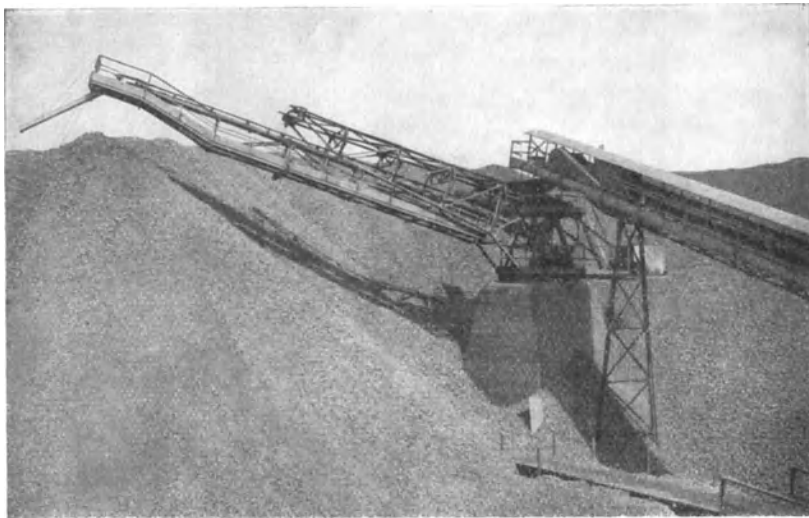


Abb. 183. Drehbarer und aufziehbarer Gurtförderer zum Aufschütten von Koks (Muth-Schmidt).

des gelagerten Gutes wird dann meist ein auf der Brücke fahrbarer Drehkran benutzt.

Abb. 184 endlich stellt den Fall dar, daß ein und dasselbe Band zum Füllen und Entleeren eines Silospeichers benutzt werden soll, eine Anordnung, die wegen der geringeren Anlagekosten dem Einbau

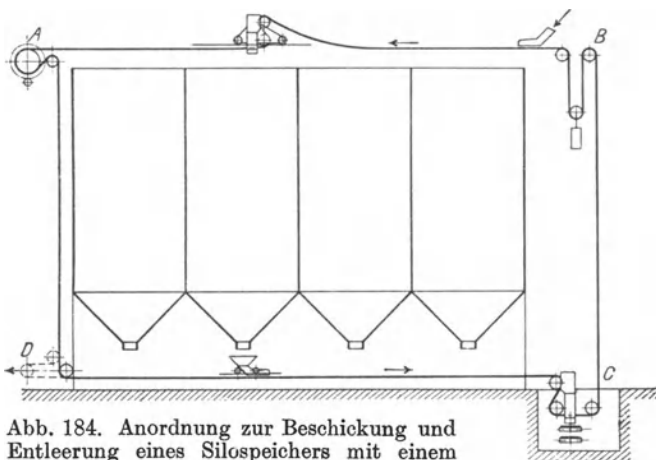


Abb. 184. Anordnung zur Beschiebung und Entleerung eines Silospeichers mit einem einzigen Bande.

zweier Bänder unter Umständen vorgezogen werden kann. Die Spannvorrichtung läßt sich konstruktiv am einfachsten bei *B* anbringen, richtiger wäre es aber, sie nach der Stelle der geringsten Spannung, nach *D*, zu verlegen, wie gestrichelt angedeutet. Große praktische Bedeutung hat die Ausführung nicht, weil sie die Förderung oben und unten in Abhängigkeit bringt, derart, daß eine Betriebsstörung an beiden Stellen wirksam wird. Auch ist das Band nicht immer auf beiden Seiten gleich gut zum Fördern geeignet.

#### d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.

Die Bandgeschwindigkeit beträgt im Durchschnitt für

|                             |                   |
|-----------------------------|-------------------|
| Schweres Getreide . . . . . | 2,5 bis 3,5 m/sek |
| Leichtes Getreide . . . . . | 2 „ 3 „           |
| Steinkohle . . . . .        | 1,5 „ 2,5 „       |
| Sortierbänder . . . . .     | 0,1 „ 0,3 „       |
| Einzellasten . . . . .      | 0,8 „ 1,5 „       |
| Personen . . . . .          | 0,5 „ 0,8 „       |

Je höher die Geschwindigkeit, um so stärker ist der Stoß, den das Fördergut beim Übergang über die Stützrollen erleidet, um so weniger stark darf daher das Band beladen werden.

Die Förderleistung des flachen Bandes ergibt sich, wenn man die obere Begrenzungslinie des Querschnittes der Materialschicht als Parabel auffaßt, nach Abb. 185 zu

$$Q = \frac{2}{3} b \cdot h \cdot \gamma \cdot v \cdot 3600 \text{ (t/st)} \dots \dots \dots (23)$$

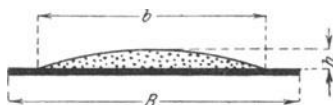


Abb. 185. Beschüttungsquerschnitt.

Für ein ruhig laufendes Band darf, wenn in angemessenen Abständen Schrägrollen gesetzt sind, etwa angenommen werden:

$$h = \frac{1}{12} b; \quad b = 0,9 B - 0,05.$$

Damit ergibt sich die Formel der „Hütte“:

$$Q = (0,9 B - 0,05)^2 \cdot 200 \cdot v \cdot \gamma \dots \dots \dots (24)$$

Aus dieser Gleichung ergeben sich die Zahlen der folgenden Tafel, die indessen, ebenso wie die beigelegten Angaben für Muldenbänder, nur als Durchschnittswerte anzusehen sind, die durch Änderung der einzelnen Annahmen beträchtlich verändert werden können. Es empfiehlt sich, besonders bei Muldenbändern, in jedem Falle den Querschnitt von Band und Beschüttung aufzuzeichnen, sofern nicht sichere Erfahrungen mit ähnlichen Ausführungen vorliegen.

### Zahlentafel 9.

Leistung von Förderbändern in t/st.

| Bandbreite<br><i>B</i> (m) | Flache Bänder   |  |  | Muldenbänder                                 |
|----------------------------|---|--|--|--|
|                            | Schweres<br>Getreide<br><i>v</i> = 3,0; <i>γ</i> = 0,75 | Leichtes<br>Getreide<br><i>v</i> = 2,5; <i>γ</i> = 0,5 | Steinkohle<br><i>v</i> = 2,0; <i>γ</i> = 0,8 | Steinkohle<br><i>v</i> = 2,0; <i>γ</i> = 0,8 |
| 0,30                       | 22  | 12   | 15   | 30   |
| 0,40                       | 43  | 24   | 31   | 60   |
| 0,50                       | 72  | 40   | 51   | 100  |
| 0,60                       | 108   | 60   | 77   | 150  |
| 0,70                       | 152   | 84   | 108  | 225  |
| 0,80                       | 200   | 112  | 144  | 300  |
| 0,90                       | 260   | 145  | 185  | 400  |
| 0,10                       | 25  | 180  | 230  | 500  |
| 0,11                       | 400   | 220  | 280  | 700  |
| 0,12                       | 480   | 265  | 340  | 900  |

Bei Bestimmung des Kraftverbrauches ist zu berücksichtigen:

1. Die Zapfenreibung der Antriebs- und Leitrollen. Da Bandförderer fast immer in staubigen Räumen arbeiten, so empfiehlt es sich, den Reibungskoeffizienten vorsichtshalber etwa folgendermaßen anzunehmen:

Bei Fettschmierung . . . . .  $\mu = 0,2$   
 Bei Ringschmierung . . . . .  $\mu = 0,15$ .

2. Die Zapfenreibung der Stützrollen. Solange keine Versuchsergebnisse vorliegen, empfiehlt es sich, die rollende Reibung und den Biege widerstand des Bandes an den Stützrollen durch die Wahl von  $\mu$  mit zu berücksichtigen und zu setzen:

bei Fettschmierung . . . . .  $\mu = 0,25$   
 bei Ringschmierung . . . . .  $\mu = 0,20$ .

3. Der Widerstand, den der Gurt der Biegung um die Antrieb- und Leitrollen entgegengesetzt.

Ausführliche Diagramme für den Biege widerstand von Gurten verschiedener Art sind in dem Bericht über meine Versuche<sup>1)</sup> enthalten. Es ist leider unmöglich, eine auch nur angenähert richtige, einfache Formel aufzustellen; da auch die Wiedergabe sämtlicher Diagramme zu viel Raum eingenommen hätte, so habe ich für bestimmte Stärken jeder Riemensorte Formeln aufgestellt, die allerdings nur mit Annäherung richtig sind und zunächst auch nur für die untersuchten Fabrikate gelten. In den untenstehenden Formeln sind einzusetzen die Gurtbreite  $b$  und der Durchmesser der Scheibe  $D$  in m, die Belastung des Gurtes  $q$  in kg/qcm, die Riemen geschwindigkeit  $v$  in m/sek. Der Widerstand  $W$  ergibt sich in kg. Die Formeln gelten übrigens nur für Gurtspannungen bis zu 10 kg/qcm und für Geschwindigkeiten von 1,5 bis 4 m/sek.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Gummiriemen } G_3 \\ \text{Stärke 5,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{0,5 b}{D - 0,01} (1 + 0,16 q) (1 + 0,06 v) \quad . \quad (25)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Gummiriemen } G_5 \\ \text{Stärke 8,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{1,2 b}{D - 0,12} (1 + 0,1 q) (1 + 0,08 v) \quad . \quad (26)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Gummiriemen } G_7 \\ \text{Stärke 9,7 mm} \end{array} \right\} W = \frac{3 b}{D - 0,1} (1 + 0,08 q) (1 + 0,06 v) \quad . \quad (27)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Balatariemen } B_4 \\ \text{Stärke 5,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{0,35 b}{D - 0,1} (1 + 0,16 q) (1 + 0,1 v) \quad . \quad (28)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Balatariemen } B_5 \\ \text{Stärke 6,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{1,1 b}{D - 0,08} (1 + 0,1 q) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (29)$$

<sup>1)</sup> Vergl. die Fußnote auf S. 64.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Balatariemen } B_7 \\ \text{Stärke 9,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{3,2 b}{D} (1 + 0,07 q) (1 + 0,05 v) \dots (30)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Hanfriemen } H_8 \\ \text{Stärke 8,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{b}{D} \cdot 0,36 q \dots (31)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Hanfriemen } H_{33} \\ \text{Stärke 5,0 mm} \end{array} \right\} W = \frac{0,3 b}{D + 0,1} (1 + 0,21 q) \dots (32)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tuchriemen } T_4 \\ \text{Stärke 4,7 mm} \end{array} \right\} W = \frac{0,3 b}{D - 0,1} (1 + 0,3 q) \dots (33)$$

Die Formeln geben den Gesamtwiderstand beim Lauf über eine Scheibe, also die Widerstände, die beim Auf- und Ablaufen auftreten, zusammengenommen.

Aus den Formeln geht bereits hervor, daß innerhalb der angegebenen Grenzen die Biegewiderstände sich mit der Belastung und der Geschwindigkeit ungefähr nach geraden Linien ändern. Bei dem Balatariemen  $B_7$  und dem Hanfgurt  $H_8$  wächst der Widerstand ziemlich genau umgekehrt proportional dem Scheibendurchmesser, bei  $H_{33}$  etwas langsamer, bei allen anderen Riemenarten etwas rascher.

Wie Abb. 186 erkennen läßt und oben schon erwähnt wurde, kann übrigens nur innerhalb gewisser Grenzen eine geradlinige Änderung mit der Geschwindigkeit angenommen werden. Tatsächlich ist bei allen Riemenarten der Biegewiderstand bei geringer Geschwindigkeit sehr klein, weil die Fasern dann Zeit haben, sich gegeneinander zu verschieben. Der Widerstand steigt dann bei zunehmender Geschwindigkeit sehr rasch, weil jetzt der Gurt wie ein homogener Körper wirkt und als Ganzes gebogen wird. Bei etwa 0,2 m/sek pflegt die Kurve scharf umzubiegen und dann innerhalb der für praktische Zwecke in Frage kommenden Grenzen schwach steigend, bei den Balatariemen sogar später wieder etwas fallend zu verlaufen.

4. Bei ansteigenden Bändern, sowie bei Zwischenabwürfen, die Hubarbeit, deren Betrag nach Gl. (5) ist:

$$N_4 = \frac{Q \cdot H}{270}.$$

Hinzu kommt noch der Beschleunigungswiderstand des Fördergutes an der Aufgabestelle, der indessen in der Regel vernachlässigt werden darf.

#### Beispiel.

Der in Abb. 187 skizzierte Förderer soll 75 t Steinkohle in der Stunde leisten.

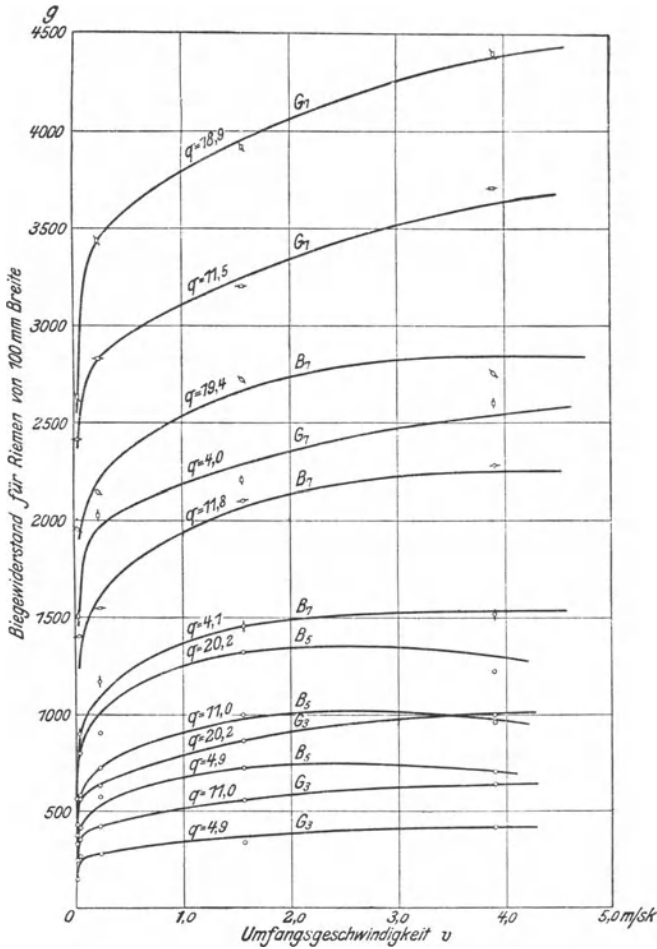


Abb. 186. Biegewiderstand von Gurten, abhängig von der Geschwindigkeit, zusammengestellt für verschiedene Riemensorten und spezifische Belastungen. Scheibendurchmesser 300 mm.

Mit Rücksicht auf die Stückgröße der Kohle wird ein flaches Band von 700 mm Breite und 8 mm Stärke benutzt. Nach Zahlentafel 9 hat dieses Band bei  $v = 2,0$  m/sek eine Leistung von 108 t/st, es kann demnach hier mit  $2,0 \frac{75}{108} = 1,4$  m/sek Geschwindigkeit laufen. Als Material wird Balatagurt gewählt.

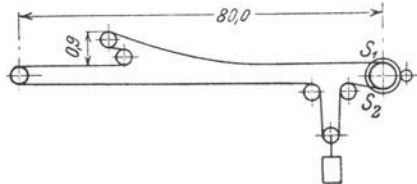


Abb. 187.



Die Antriebscheibe erhält 800 mm, alle anderen Leitrollen 350 mm Durchmesser. Das Verhältnis  $\frac{d}{D}$  betrage bei den Leitrollen im Durchschnitt 1:7, bei den Stützrollen 1:6. Alle Lager haben Ringschmierung.

1. Zapfenreibung der Leitrollen.

Der Gesamtkraftverbrauch bei voller Belastung sei vorläufig auf 5 PS geschätzt. Dann ergibt sich die Antriebskraft zu

$$P = \frac{5 \cdot 75}{1,4} = 270 \text{ kg.}$$

Mit der üblichen Annahme

$$P = S_2 = \frac{1}{2} S_1$$

berechnet sich das Spanngewicht zu

$$2 S_2 = 540 \text{ kg}$$

und die Gesamtbelastung aller Leitrollen zu etwa 3500 kg.

Demnach ist:

$$W_1 = 3500 \cdot \frac{1}{7} \cdot 0,15 = 75 \text{ kg}$$

$$N_1 = \frac{75 \cdot 1,4}{75} = 1,40 \text{ PS.}$$

2. Zapfenreibung der Stützrollen.

Das Gewicht des Bandes ist:  $q_0 = 7,0 \cdot 0,08 \cdot 10 \cdot 1,0 = 5,6 \text{ kg/m}$ ,

„ „ „ Fördergutes:  $q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{75}{3,6 \cdot 1,4} = 14,9$  „

Das ganze Band kann belastet werden, daher ist das in Bewegung befindliche Gewicht zu setzen:

$$80 \cdot 14,9 + 2 \cdot 80 \cdot 5,6 = \sim 2100 \text{ kg}$$

$$W_2 = 2100 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,20 = 70 \text{ kg}$$

$$N_2 = \frac{70 \cdot 1,4}{75} = 1,31 \text{ PS.}$$

3. Biege widerstand. Durch das Gewicht ist der Gurt mit 270 kg gespannt, die spezifische Belastung beträgt hier also  $\frac{270}{80 \cdot 0,7} = \sim 5 \text{ kg/qcm}$ . Die Belastung der beiden Rollen des Abwurfagens kann etwa doppelt so hoch sein, wenn der Wagen nahe der Antriebscheibe steht. Zur Vereinfachung der Rechnung sei angenommen, daß die Spannung im Durchschnitt 14 kg/qcm betrage.

Dann ergibt sich nach Gl. 29 für einen Riemen von 6 mm Stärke bei einer Rolle von 350 mm Durchmesser der Biege­widerstand zu

$$\frac{1,1 \cdot 0,8}{0,35 - 0,08} (1,0 + 0,1 \cdot 14) = 7,1 \text{ kg.}$$

Nach Interpolation ist der Widerstand eines 8 mm starken Balata­gurtes etwa 15 kg, so daß für sämtliche 6 Leitrollen zusammen ein­zusetzen ist  $6 \cdot 15 = 90 \text{ kg}$ .

Der Widerstand an der Antriebs­scheibe berechnet sich in ähn­licher Weise zu ungefähr 5 kg, so daß der Gesamt­widerstand sich ergibt zu  $W_4 = 95 \text{ kg}$  und

$$N_4 = \frac{95 \cdot 1,4}{75} = 1,78 \text{ PS.}$$

4. Hubarbeit:

$$N_4 = \frac{75 \cdot 0,9}{270} = 0,25 \text{ PS.}$$

Somit  $N = 1,40 + 1,31 + 1,78 + 0,25 = 4,74 \text{ PS}$ .

Die berechnete Leistung ist auf die Hauptantriebs­welle bezogen. Der Motor wird, wenn ein Riemen- und ein Zahnrad­vorgelege ein­gebaut werden, etwa  $5\frac{1}{2}$  PS leisten müssen.

Bei Auswahl des Motors ist zu berücksichtigen, daß die An­lauf­widerstände das Zwei- bis Dreifache des Normalen betragen können.

In der „Hütte“ ist für mittlere Verhältnisse angegeben (nach Amme, Giesecke & Konegen):

$$N = \frac{Q \cdot H}{270} + \sqrt{Q} [0,04 (1,3 + x) + 0,008 \sqrt[3]{Q} (0,07 L + 0,03 L_1)].$$

Hierin bezeichnet:

- $x$  die Anzahl der Leitrollen (ohne Antriebs­scheibe),
- $L$  die Gesamtlänge von Endrolle zu Endrolle in m,
- $L_1$  die Förderlänge in m.

Wird eingesetzt:

$$Q = 75, \quad H = 0,9, \quad x = 6, \quad L = L_1 = 80,$$

so ergibt sich für das vorliegende Beispiel:

$$N = 5,1 \text{ PS.}$$

Zahlentafel 10 gibt eine Reihe von Werten für den Kraft­ver­brauchskoeffizienten  $\kappa$ , die unter Annahme einer Gewichtspann­vorrichtung für Bänder mit und ohne Abwurf­wagen nach der Formel der Hütte berechnet sind. Die Zahlentafel soll in erster Linie einen unmittelbaren Vergleich mit anderen Förder­verfahren ermöglichen, zur Bestimmung der Motor­stärke ist sie jedoch mit Vorsicht zu benutzen.

**Zahlentafel 10.**Werte für  $\kappa$ , bei Vollbelastung des Bandes.

| $Q =$ . . . . .                    | 10   | 20   | 50   | 100  | 200  | 400  |
|------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| $L = 10$ (ohne Abwurfwagen) . . .  | 2,0  | 1,4  | 0,92 | 0,67 | 0,50 | 0,37 |
| $L = 50$ (ohne Abwurfwagen) . . .  | 0,51 | 0,39 | 0,28 | 0,21 | 0,17 | 0,14 |
| $L = 50$ (mit Abwurfwagen) . . .   | 0,66 | 0,50 | 0,35 | 0,27 | 0,22 | 0,18 |
| $L = 125$ (ohne Abwurfwagen) . . . | 0,29 | 0,23 | 0,18 | 0,14 | 0,12 | 0,10 |
| $L = 125$ (mit Abwurfwagen) . . .  | 0,35 | 0,28 | 0,21 | 0,17 | 0,14 | 0,12 |

Wie schon früher erläutert, zeigt der Wert  $\kappa$  das Verhältnis des Bewegungswiderstandes zur Nutzlast an. Für einen Bandförderer mit Abwurfwagen, der bei 50 m Förderlänge 80 t/st leistet, läßt sich beispielsweise nach der Tafel schätzen:

$$\kappa = 0,30,$$

also wäre nach Gleichung 6:

$$N = \frac{0,30 \cdot 50 \cdot 80}{\cdot 270} = 4,5 \text{ PS.}$$

**e) Anwendbarkeit.**

Die Bänder aus biegsamen Stoffen sind nahezu unter allen Verhältnissen anzuwenden und können daher auch mit allen übrigen vorwiegend für wagerechte Förderung bestimmten Vorrichtungen verglichen werden.

Den anderen Förderern mit Zugmittel gegenüber zeichnet sich das biegsame Band durch Einfachheit und ruhigen Lauf aus. Alle Gelenke, Spalten u. dgl. fallen fort, Betriebsstörungen durch Bruch sind bei richtiger Ausführung nahezu ausgeschlossen, da das Band sich ganz allmählich abnutzt. Die Ansprüche an Bedienung sind, namentlich bei Ringschmierung, äußerst gering. Wegen der hohen Arbeitsgeschwindigkeit fallen Abmessungen und Gewicht des Förderers verhältnismäßig niedrig aus, namentlich bei großen Leistungen.

Nachteilig ist vor allem die begrenzte Haltbarkeit der Gurte. Wenn bei der Auswahl des Gurtmaterials nicht sorgfältig zu Werke gegangen wird, so ist die Lebensdauer gering. Damit soll jedoch keineswegs vor Bändern im allgemeinen, sondern nur vor der Benutzung billiger Erzeugnisse für schwere Beanspruchung gewarnt werden.

Der Kraftverbrauchsbeiwert ist, wie Zahlentafel 10 zeigt, je nach Länge und Leistung sehr verschieden. Die Anlagekosten sind ganz von der Güte der Ausführung abhängig.

Es gibt kaum irgendein Material, das sich nicht mit Gurten fördern ließe, nur gegen Hitze sind die Bänder empfindlich. Für schweres und scharfkantiges Gut, wie Steine und Erz, sind aller-

dings beste Gummibänder erforderlich, deren Preis ziemlich hoch ist. Vielleicht werden hier die biegsamen Stahlbänder in Zukunft ein wachsendes Anwendungsfeld finden.

Ob flachen oder Muldenbändern der Vorzug zu geben ist, läßt sich nicht allgemein entscheiden. Das Aufbiegen verringert die Lebensdauer, doch kann die Vermehrung der Leistungsfähigkeit eines Bandes von gegebener Breite diesen Nachteil bei weitem aufwiegen, besonders bei an sich schon hoch beanspruchten, teuren Gurten und bei hohen Förderleistungen, von etwa 100 t/st an.

Biegsame Bänder wurden ursprünglich zur Verteilung des Getreides in Speichern benutzt, und dort liegt auch jetzt noch eines ihrer Hauptanwendungsgebiete. Indessen haben sie sich, besonders in Amerika, ein weites Anwendungsfeld darüber hinaus erworben. Gasanstalten, Kesselhäuser, chemische Fabriken, Zementfabriken usw. gehören zu den Hauptverbrauchern.

Ausnahmsweise hat man Gurtförderer in Fällen angewandt, wo es sich um reine Hebearbeit handelt. So werden in dem Kraftwerk der Newyorker Untergrundbahn 300 t Kohle in der Stunde durch drei im Zickzack angeordnete, unter  $22\frac{1}{2}^{\circ}$  steigende Bänder auf die Höhe der Bunker gehoben.

## 7. Abschnitt.

### Gliederbänder.

Die Glieder- oder Gelenkbänder bestehen aus Holz- oder Eisenplatten, die einzeln an das Zugmittel angeschlossen sind und so eine Art von beweglichem Tisch bilden, auf dem das Material während der Förderung ruht.

#### a) Ausführung.

Als Zugmittel wird fast immer Kette, nur selten Seil benutzt. Zur Stützung des Bandes dienen in der Regel Laufrollen oder feste Tragrollen, da bei Gleitstützung einer der Hauptvorteile des Bandes, der geringe Kraftverbrauch, wegfallen würde.

Die einfachsten Formen von Gelenkbändern mit ebener Oberfläche zeigen Abb. 188 und 189. Die beiden Ausführungen unterscheiden sich im wesentlichen dadurch, daß im einen Falle die Ketten seitlich, im andern unter dem Bande liegen. Erstere Anordnung hat den Vorzug, daß auch auf dem rückkehrenden Strang zur Unterstützung Kettenrollen verwendet werden können, während

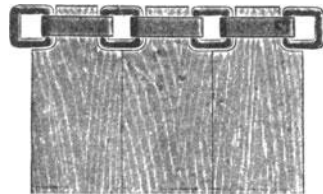


Abb. 188. Holzplattenband mit seitlich liegenden Ketten (Stöhr).

die andere Bauart flache Tragrollen erfordert, über welche die Holzbrücken mit der Trageite laufen. Dagegen liegt hier die Kette besser geschützt.

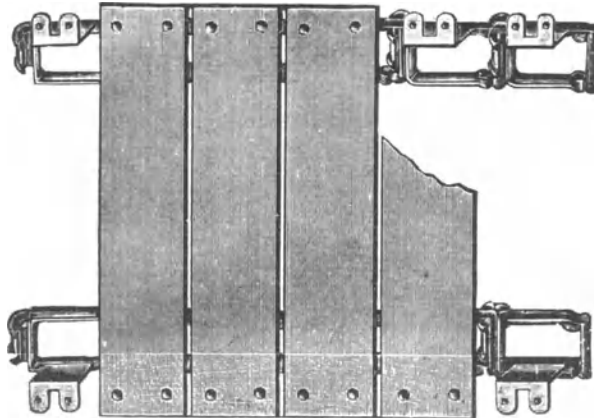


Abb. 189. Holzplattenband mit unten liegenden Ketten (Stöhr).

Abb. 190 gibt ein Band mit seitlich liegenden Rollenketten, die beim Hin- und Rückgang auf eisernen Schienen laufen.

Die verschiedenen Arten der Plattenbefestigung sind aus den Darstellungen ohne weiteres zu erkennen. Sollen die Gliederbänder zum Fördern feinkörnigen oder grus-haltigen Materials benutzt werden, so müssen die Platten sich ohne Zwischen-

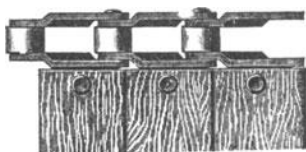


Abb. 190. Holzplattenband mit Rollenketten.

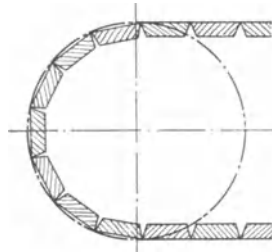


Abb. 191. Gliederband mit dicht schließenden Platten.

raum berühren. Damit in diesem Falle der dichte Schluß auch beim Umlaufen von Leitrollen erhalten bleibt, sind die Kettenmittellinien in die Ebene der Berührungslinie der Platten zu legen. Beispielsweise muß in Abb. 191, wo das Fördergut über die Endrolle abgeworfen wird, die Ebene der Kettenachsen mit der Oberfläche des Bandes zusammenfallen. Untenliegende Kette wäre hier ausgeschlossen.

Ein noch besserer Abschluß ergibt sich, wenn die Platten einander überdecken, was freilich nur bei Eisenplatten, ihrer geringen

Stärke wegen, möglich ist. Abb. 192 zeigt eine solche Ausführung. Die Platten sind hier nach dem Radius der Umkehrrollen gewölbt, so daß das Band beim Abwurf eine nahezu zylindrische Trommel bildet, von der, z. B. bei Förderung von nassem Ton, haften gebliebenes Material durch einen feststehenden Abstreifer entfernt werden kann. Durch die Wölbung wird gleichzeitig die Festigkeit erhöht. Die Ketten liegen außen und sind mit gebogenen Lappen zur Aufnahme der Platten versehen. Jedes zweite Glied trägt eine Laufrolle. Die Berührungslinien der Platten fallen mit den Gelenkachsen der Ketten zusammen.

Bei der Ausführung nach Abb. 193 und 194 ist dies nicht der Fall, da die

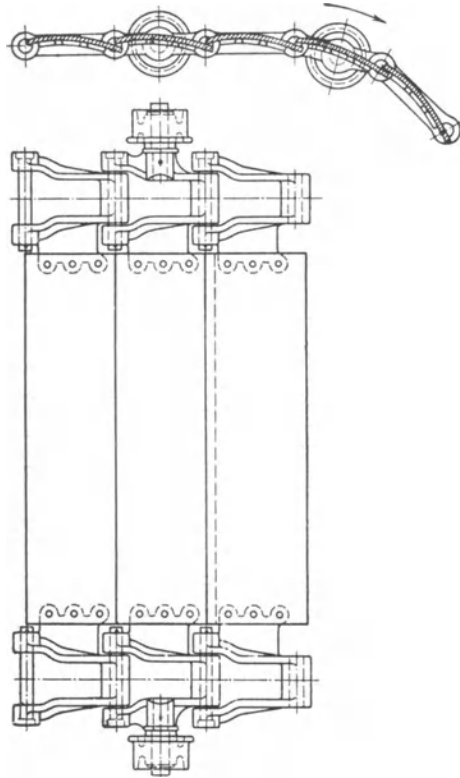


Abb. 192. Gliederband mit einander überdeckenden Eisenplatten (Stotz).

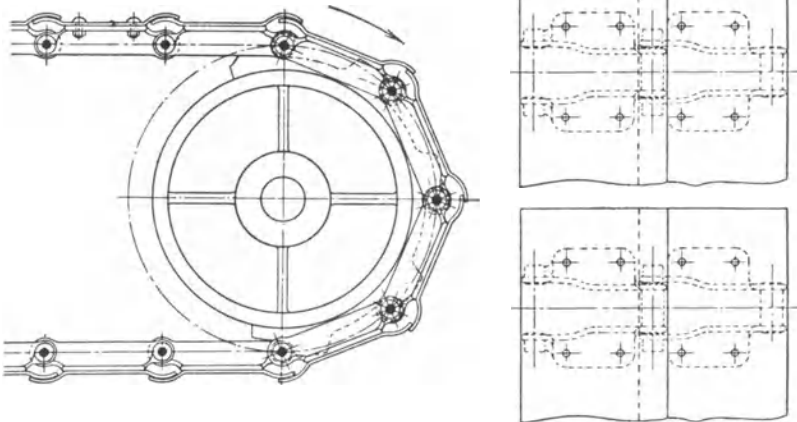


Abb. 193 und 194. Gliederband mit Eisenplatten (Stotz).

Kette unten liegt. Die Platten sind deshalb an der Überdeckungsstelle so gekrümmt, daß sie sich bei gegenseitiger Drehung um die Kettenbolzen frei ineinander verschieben können.

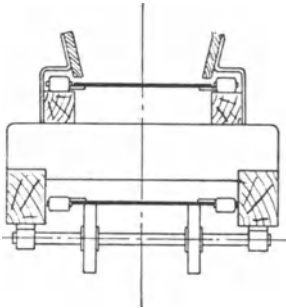


Abb. 195. Gliederband mit Seitenbrettern.

Die Leistungsfähigkeit der flachen Bänder wird häufig, wie in Abb. 195 skizziert, durch Anbringung seitlicher Führungsbretter erhöht, indessen ist eine starke Beschüttung, die etwa den ganzen so gebildeten Rinnenquerschnitt ausfüllen

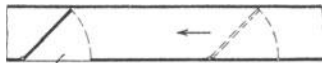


Abb. 196. Abstreicher.

würde, nur bei ganz kurzen Förderern, z. B. Zubringebändern, ratsam, weil an den Führungen starke Reibung auftritt.



Abb. 197. Fahrbarer Abstreicher (Heckel).

Zur Materialzuführung dient, ähnlich wie bei biegsamen Bändern, eine Auflaufschurre, die indessen wegen der geringen Geschwindigkeit und größeren Widerstandsfähigkeit des Förderers weniger sorg-

fältig ausgeführt wird als dort und hauptsächlich den Zweck hat, das Gut zusammenzuhalten. Häufig wird das Band an beliebiger

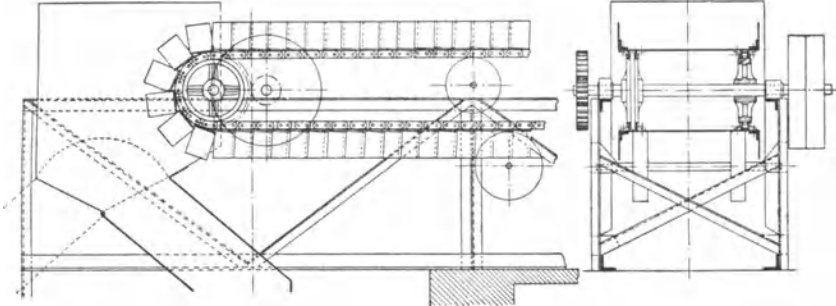


Abb. 198 und 199. Trogförderer von Eitle.

Stelle durch Schaufeln beladen. Der Abwurf kann, wie schon erwähnt, an der Endrolle vor sich gehen. Flache Bänder lassen sich auch

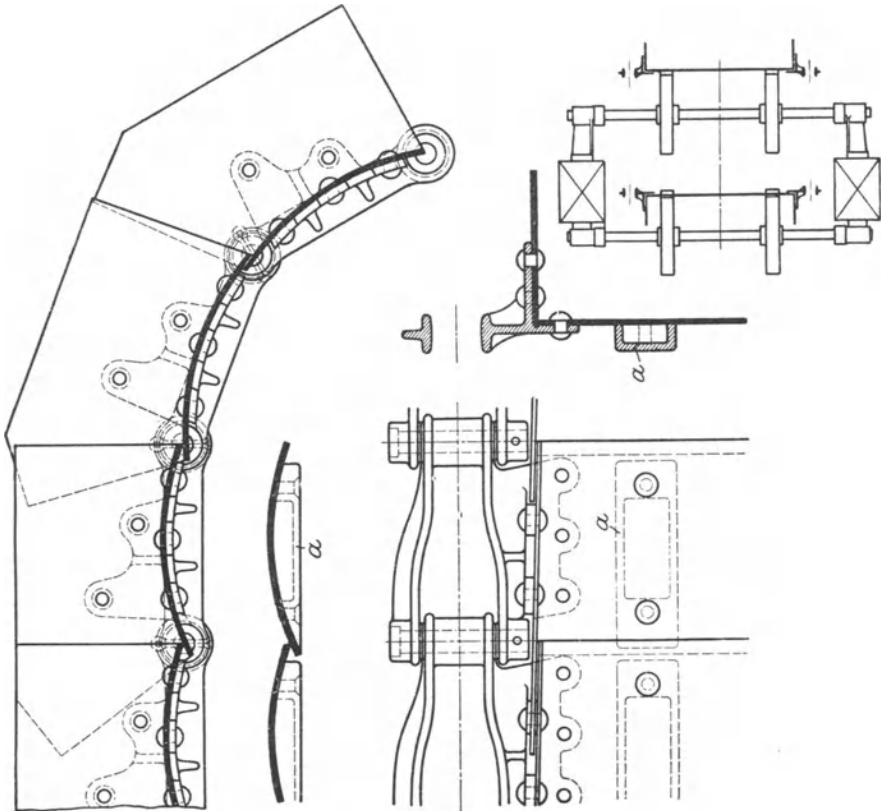


Abb. 200 bis 204. Trogförderer von Stotz nebst Einzelheiten.



an Zwischenstellen mit Hilfe von Abstreichern entladen (Abb. 196). Um an beliebiger Stelle abwerfen zu können, kann man einen fahrbaren Abstreicher verwenden (Abb. 197).

Wesentlich leistungsfähiger und daher für die Förderung von Massengütern beliebter als flache Bänder sind die sogenannten Trogförderer, die durch Aufbiegen des Plattenrandes oder Anieten

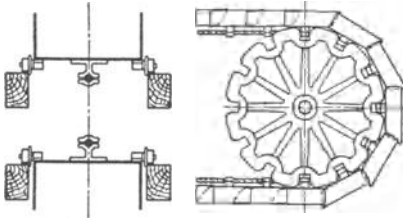


Abb. 205 und 206.  
Trogeförderer mit Seil.

rechter Bleche entstehen. Verschiedene Ausführungen zeigen die Abb. 198 bis 206. In Abb. 200 bis 204 ist ein Band mit seitlich liegenden Ketten dargestellt, bei dem die Seitenwände, ebenso wie die Tragplatten, an die entsprechend geformten Ket-

tenglieder angenietet sind und sich so weit überdecken, daß auch beim Umlaufen der Leitrollen eine geschlossene Wand erhalten bleibt.

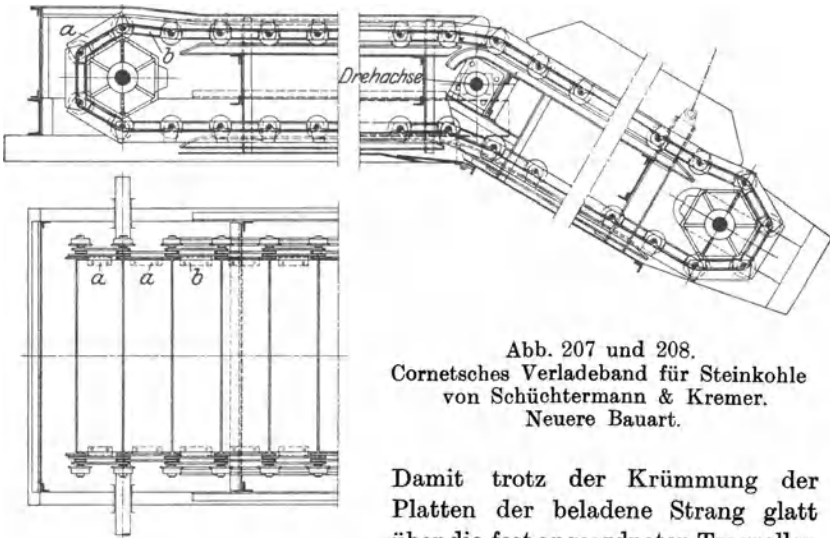


Abb. 207 und 208.  
Cornetsches Verladeband für Steinkohle  
von Schüchtermann & Kremer.  
Neuere Bauart.

Damit trotz der Krümmung der Platten der beladene Strang glatt über die fest angeordneten Tragrollen

läuft, sind an der Unterseite der Platten gegossene Tragflächen *a* angenietet. Ein Trogeförderer mit Seil ist in Abb. 205 und 206 wiedergegeben<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> In Engineering 1920 S. 665 ist ein Förderer mit zwei Seilen als Zugorganen beschrieben, der für den Transport von Kisten bestimmt ist. Die Tragflächen sind an dem einen Seil befestigt und liegen auf dem andern lose auf, so daß sie sich bei ungleicher Längung der Seile nicht schief stellen. Die Förderlänge ist 550 m, die Arbeitsgeschwindigkeit 0,75 m/sek.

Eine sehr schwere, kräftige Bauart eines Gliederbandes geben Abb. 207 und 208. Die Ausführung wird in Kohlenbergwerken angewandt, um die Stückkohle von der Aufbereitung in Eisenbahnwagen aus in Eisenbahnwagen zu verladen.

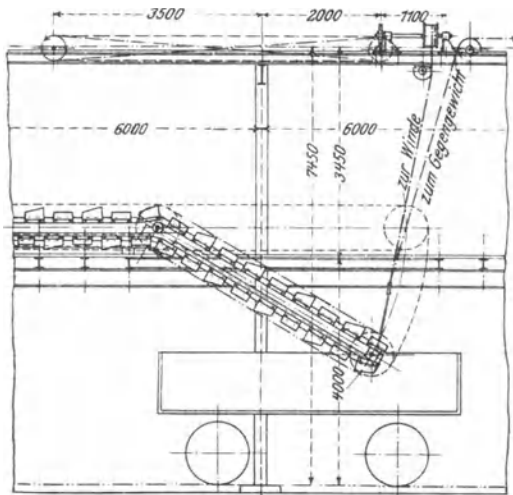


Abb. 209. Cornetsches Verladeband von Schüchtermann & Kremer. Ältere Bauart.

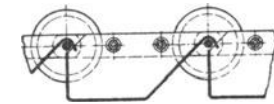


Abb. 210. Förderband für Steigungen.

sind kettengliedartig auf die Achsen gesetzt und durch Winkeleisen *b* an die Tragplatten angeschlossen, die miteinander scharnierartig verbunden sind. An dem beweglichen Bandende befindet sich die Spannvorrichtung.

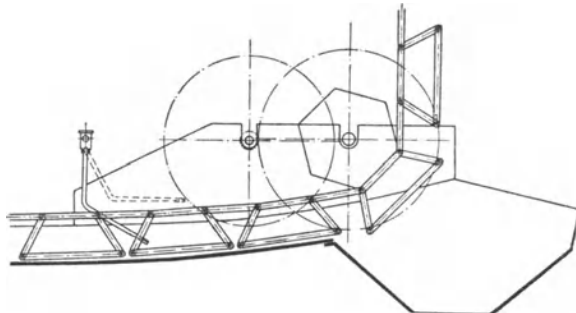
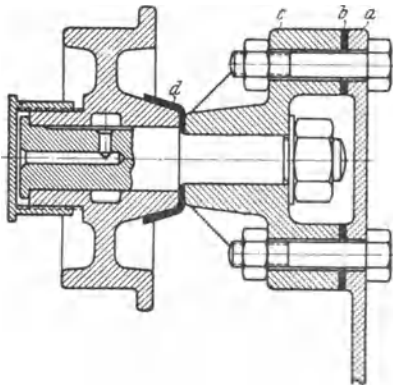


Abb. 211. Koksförderband, aus Körben bestehend.

Die Darstellung der Gesamtanordnung, Abb. 209, entspricht einer älteren Bauart, bei der die Tragglieder mit Querwänden versehen sind um ein Rutschen der Kohle zu verhindern. Ausführungen ähnlicher Art, die sich in ihrer Wirkungsweise den Becherwerken nähern, werden für steil ansteigende Bänder in mancherlei Formen verwandt (Abb. 210).

Abb. 211 gibt eine eigentümliche Form eines Bandes wieder, bei dem die einzelnen Glieder durch Körbe gebildet werden, die an der Kette aufgehängt sind. Das Material wird, wie die Skizze



erkennen läßt, am Ende des fördernden Troges, bei der Biegung der Kette nach oben, abgeworfen, da sich hier die einzelnen Elemente entsprechend ihrem Abstand von der Kette voneinander entfernen und gleichzeitig eine schräge bzw. senkrechte Lage einnehmen. Die Einrichtung ist von der Bamag zum Ablöschen und Befördern von Koks benutzt worden, weshalb in Abb. 211 kurz vor der Abwurfstelle eine selbsttätige Brause eingezeichnet ist. Sie hat sich aber, weil zu kostspielig und

Abb. 212. Laufrollenanordnung für Koksförderbänder nach Eitle.

nicht einfach genug, nicht einführen können.

Eine eigenartige Tragrollenbauart für ein Koksförderband ähnlicher Art nach Eitle (Abb. 212) geht von dem Gedanken aus, die Wärmeleitung zwischen den mit dem glühenden Koks in Berührung kom-

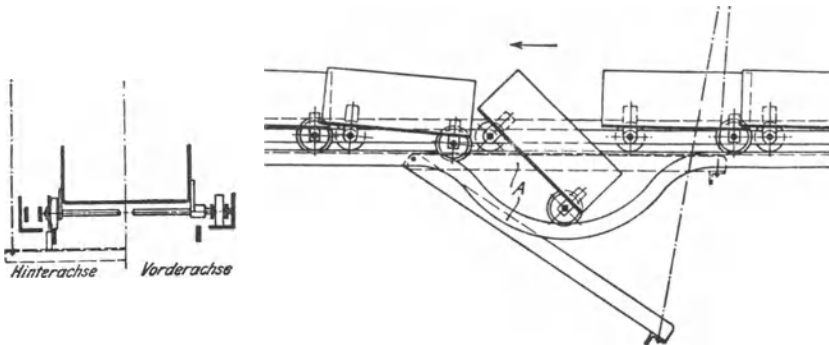


Abb. 213 und 214. Trogförderer mit Zwischenentleerung (Link Belt Co.).

menden und daher sich hoch erhaltenden Tragelementen und der Rolle und ihrem Zapfen möglichst zu erschweren, weil durch die Wärme, wenn sie an die Lauffläche gelangt, der Schmierstoff dünnflüssig gemacht wird und sich nicht an der Lauffläche hält. Zwischen den Tragkörper *c* des Laufrollenbolzens und die Seitenwand *a* des Tragbandes ist deshalb eine isolierende Zwischenlage *b* eingelegt. Eine Kappe *d* dient als Schutz gegen das Eindringen des Koksstaubes.

Entleerung durch Abstreicher ist bei den trogförmigen Bändern ausgeschlossen, der Abwurf kann also nur an der Endrolle stattfinden. Bei verschiedenen Bauarten wird indessen ein Zwischenabwurf dadurch ermöglicht, daß die einzelnen Pfannen, aus denen der Trog besteht, sich durch Kippen entleeren lassen. Die Link Belt Co. führt einen solchen Förderer aus, der nach Abb. 213 und 214 aus übereinandergreifenden zweiachsigen Wagen besteht. Die Vorderachse eines jeden Wagens geht durch und bildet gleich-

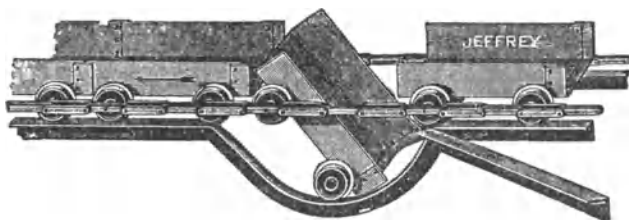


Abb. 215. Trogförderer mit Zwischenentleerung (Jeffrey).

zeitig den Gelenkzapfen der Kette, zwischen deren Gliedern die Laufrollen angebracht sind. Diese stützen sich auf ein ununterbrochen durchgehendes Winkeleisen. Die Hinterachse hat keine Verbindung mit den Ketten. Die Flacheisenschiene, welche die hinteren, näher zusammensitzenden Laufrollen stützt, ist an den Entleerungsstellen nach unten gebogen, doch laufen hier die Spurkränze auf

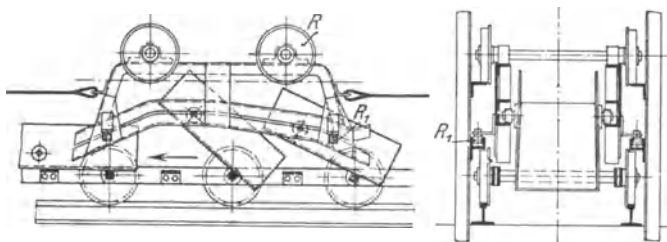


Abb. 216 und 217. Trogförderer mit Abwurfwagen (Bamag).

ein bewegliches Schienenstück *A*. Wird dieses entfernt, etwa heruntergeklappt, so entleeren sich die Wagen infolge des Niedergehens der Hinterräder.

Andere amerikanische Firmen wenden nur eine Schiene an und müssen dann die Vorderräder, statt zwischen die Kettenglieder, in dieselbe Ebene legen wie die Hinterräder (Abb. 215). An der Unterbrechungsstelle wird die Vorderachse durch die Kettenspannung gehalten und bewegt sich wagerecht weiter.

Die Bamag führt einen Trogförderer nach Abb. 216 und 217 aus,

der ebenso wie die amerikanische Bauart aus drehbaren Rinnenteilen besteht, doch werden diese beim Abwurf nicht gesenkt, sondern am vorderen Ende angehoben. Die Anordnung bringt den Vorteil mit sich, daß eine fahrbare Kippvorrichtung, ein Abwurfwagen, angewandt werden kann, was bei jenen nicht möglich ist, da die Laufschiene an der Abwurfstelle unterbrochen werden muß.

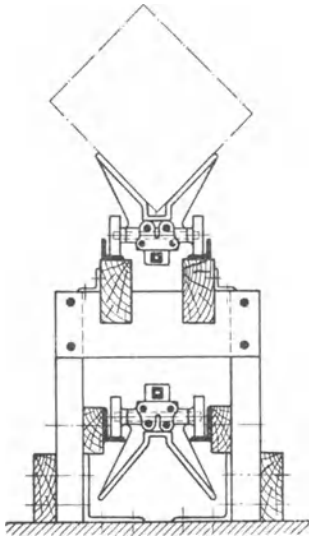


Abb. 218. Kistenförderer.

Jeder Wagen hat nur eine Achse und stützt sich am andern Ende auf einen an die Kettenflacheisen genieteten Bügel. Vorn an jeder Seite des Troges ist ein Röllchen angebracht, das von den Kippschienen beim Durchgang gehoben wird und so das Rinnenstück dreht. Das Gestell, an dem die Schienen befestigt sind, ruht auf den Rädern  $R$  und wird durch ein Seil beliebig verfahren. Röllchen  $R_1$ , die in  $\sqcup$ -Führungen laufen, verhindern seitliches Schwanken der Kippschienen.

Für die Beförderung von Stückgütern, wie Säcken und Kisten, kommen außer den zuerst beschriebenen flachen Bändern, namentlich denen mit Holzbrücken, mancherlei Sonderbauarten zur Anwendung. Dazu gehört die Vorrichtung zum Fördern von Kisten nach Abb. 218. An der langgliedrigen Kette sind in kurzen Abständen durch Rollen gestützte Tragelemente angebracht, so daß jede Kiste auf zwei

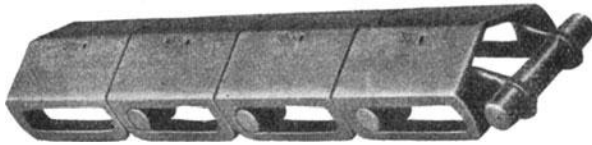


Abb. 219. Kette für Stückgutförderung.

Trägern ruht. Ferner ist zu erwähnen die in Abb. 219 dargestellte dachförmige Kette. Zwei oder mehrere Stränge laufen in passendem Abstand parallel zueinander und schaffen quer darübergelegte Hölzer oder Kisten fort. Sie ragen nur wenig über den Holzfußboden heraus, so daß die Güter sich bequem aufbringen lassen. Andere Ausführungs- und Anwendungsformen sind unter c) wiedergegeben.

Für die Fortschaffung schweren Gepäcks in Bahnhofshallen ist

der Rundförderer Abb. 220 vorzugsweise geeignet. Er besteht aus zweiachsigen Wagen, die aus Profileisen hergestellt und mit Holz gedeckt sind. Je zwei benachbarte Wagen werden durch ein an den Drehzapfen *D* angreifendes Zwischenstück verbunden, das sich in halbkreisförmige Aussparungen der Wagendeckung legt. Das Ganze bildet eine zusammenhängende, wagerecht beliebig ablenkbare Kette.

Die Oberfläche liegt in gleicher Höhe mit dem Fußboden. Dieser Umstand, zusammen mit der sehr geringen Fahrgeschwindigkeit, ermöglicht ein bequemes Auf- und Abbringen schwerer Teile. Stücke, die infolge Unachtsamkeit



Abb. 220. Rundförderer für Gepäck.

oder Überlastung der Arbeiter nicht an der richtigen Stelle abgenommen wurden, kehren nach Vollendung eines Umlaufes wieder dorthin zurück. Wegen der großen Kettenteilung kann nur Schleppkettenantrieb in Frage kommen.

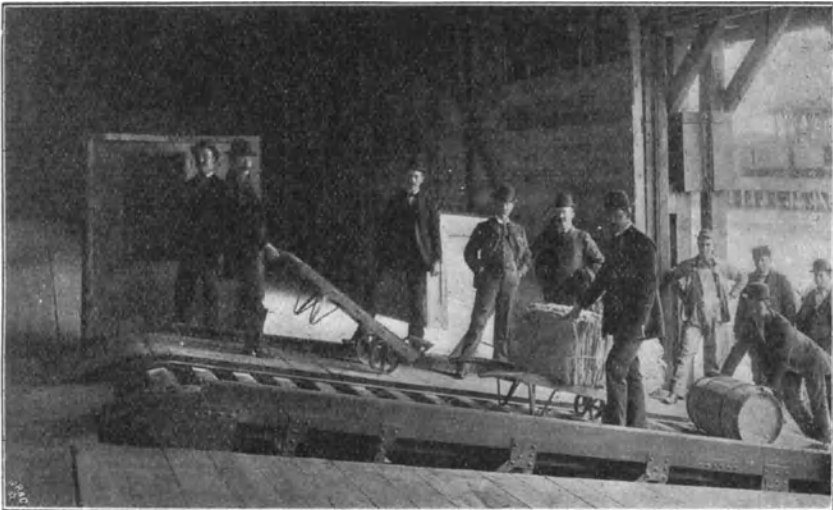


Abb. 221. Rampenförderer.

Zum Schlusse sind noch Steigbänder oder Rampenförderer zu erwähnen, die zur Beförderung von Menschen, gegebenenfalls gleichzeitig von Lasten, dienen.

Den Längsschnitt und die Abbildung eines für das Ladegeschäft an Schiffen bestimmten schweren Förderers geben Abb. 221 und 222. Das Band besteht aus scharnierartig ineinandergreifenden gebogenen

Platten, die mit eisenbeschlagenen Holzschwellen belegt sind. So entsteht eine raue Oberfläche, auf welcher der Fuß des Arbeiters, der mit seiner Karre darauf fährt, auch in Steigungen guten Halt findet. Das Ende des Bandes wird, ähnlich wie in Abb. 209, verstellbar aufgehängt, so daß es der Bordhöhe der Schiffe und dem veränderlichen Wasserstande angepaßt werden kann. Zur Stützung dienen Laufrollen an jedem Gelenk.

Für ähnliche Zwecke, insbesondere für den Warenverkehr in Speichern und Geschäftshäusern, eignet sich die in Abb. 223 wieder-



Abb. 222. Längsschnitt des Rampenförderers nach Abb. 221.

gegebene Ausführung, bei der die Güter mit und ohne Begleitung befördert werden können.

Steigbänder für Personentransport in Warenhäusern und Bahnhöfen können in ganz ähnlicher Weise gebaut werden. Nur ist hier

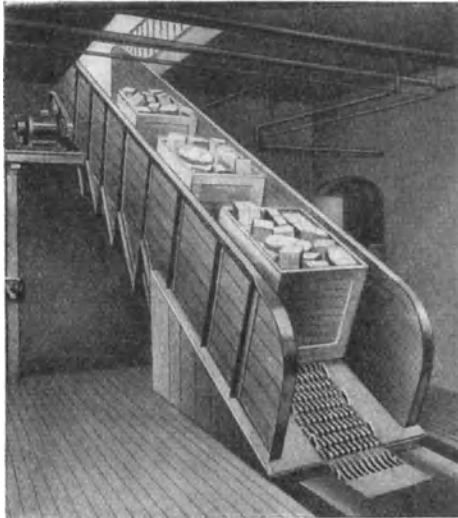


Abb. 223. Rampenförderer für Waren von Otis.

sehr ruhiger Lauf, völlige Gefahrlosigkeit beim Betreten und Verlassen, sowie feinere Ausführung zu fordern. Abb. 224 zeigt eine Ausführung, die mit derjenigen nach Abb. 223 nahezu übereinstimmt, mit Stufen aus Holz und umlaufender Geländerleiste. Durch Zungen *a*, die in die Spalten der Stufen hineingreifen, werden Personen und Güter in gefahrloser Weise von dem Bande abgenommen.

Eine Bauart, bei der die Form der Treppe vollständig beibehalten

ist, wird durch Abb. 225<sup>1)</sup> und 226 verdeutlicht. An den Gelenkpunkten der Laschenkette sind Gußstücke befestigt, welche

<sup>1)</sup> Nach Kammerer, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 1352. Die Quelle gibt eine Beschreibung der Steigbänder, die im Jahre 1900 in Paris ausgestellt waren.

Treppenstufen tragen und durch an Schienen geführte Laufrollen auf dem fördernden Trum stets parallel zu sich selbst gehalten werden. Diese Anordnung umgeht also das Schrägstellen des Fußes

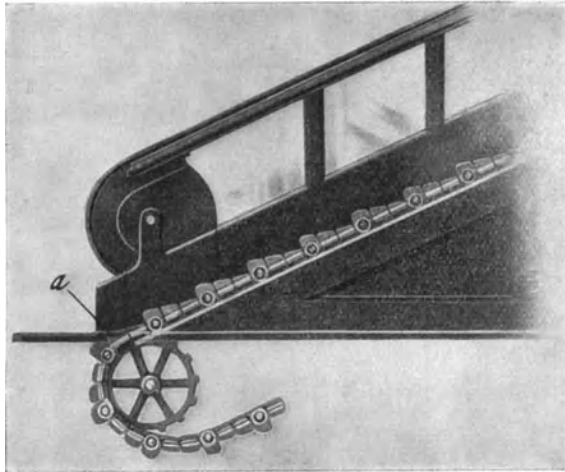


Abb. 224. Steigband für Personen von Otis.

und läßt daher eine stärkere Steigung zu (1:2 statt 1:3). Die Geschwindigkeit kann wegen der mit der Trennung der Stufen bei unrichtigem Aufsetzen des Fußes sonst verbundenen Gefahr nur gering

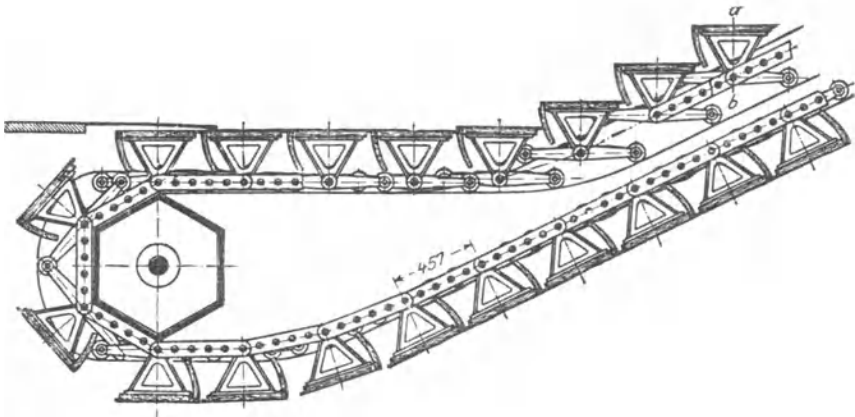


Abb. 225. Bewegliche Treppe.

gewählt werden; das Publikum pflegt deshalb gleichzeitig noch die Stufen hinaufzulaufen.

Die Gesamtanordnung der Gelenkbänder ist im allgemeinen ähnlich derjenigen von Kratzern, insbesondere sind Antrieb und



Spannvorrichtung ebenso anzuordnen wie dort. Das rückkehrende Trum liegt, wenn man von wenigen Ausnahmen absieht, stets unterhalb des beladenen. Wenn die Ketten außen liegen oder Laufrollen

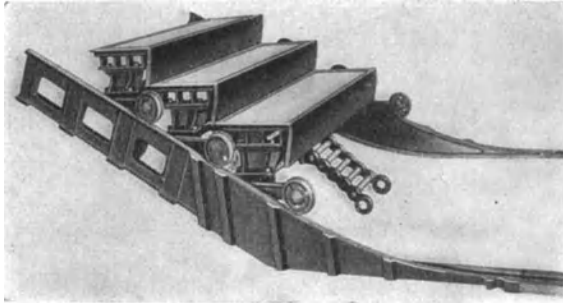


Abb. 226. Stufen einer beweglichen Treppe (Otis).

vorhanden sind, ist ein Übergang vom wagerechten zum ansteigenden Lauf oder umgekehrt in der Regel ohne Schwierigkeit auszuführen. Bei untenliegender Kette und Festrollenstützung sind dagegen Ablenkungen weniger bequem.

#### b) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.

Für die Wahl der Kettengeschwindigkeit, die zwischen 0,2 und 0,6 m/sek zu liegen pflegt, sind im wesentlichen dieselben Gesichtspunkte maßgebend wie bei Kratzern. Sehr niedrige Geschwindigkeiten (0,1 bis 0,3 m/sek) haben Lesebänder. Bei Anwendung fester seitlicher Führungsbretter und starker Beschüttung muß mit Rücksicht auf die Reibung die Geschwindigkeit ermäßigt werden.

Die Leistung eines Bandes ist, wenn der Beschüttungsquerschnitt und die Geschwindigkeit gegeben sind, wie bei biegsamen Bändern zu ermitteln aus der Formel:

$$Q = f \cdot \gamma \cdot v \cdot 3600 \text{ (t/st) . . . . . (34)}$$

Bei trogförmigen Bändern ist  $f$  gleich dem Rinnenquerschnitt. Für flache Bänder ohne Seitenleisten läßt sich  $f$  ebenso bestimmen, wie für biegsame Bänder, doch können hier die Schütthöhe und die Schütthöhe größer angenommen werden, da das Band ruhig läuft und daher die Schüttung ihre Form behält. Man darf für Kohle und andere Mineralien etwa annehmen:

$$b = B - 0,10 \text{ m,} \quad h = \frac{1}{6}b \text{ bis } \frac{1}{9}b$$

und, wie oben:

$$f = \frac{2}{3}b \cdot h.$$

Mit  $h = \frac{1}{6} b$  ergibt sich als Höchstleistung:

$$Q = 400 (B - 0,1)^2 \cdot \gamma \cdot v \dots \dots \dots (35)$$

Für die Berechnung des Kraftverbrauchs kommen in Betracht:

1. Der Bewegungswiderstand der Stützrollen. Ausführung und Wartung pflegen etwas besser zu sein als bei Kratzern, weshalb gesetzt wird:

für Laufrollen  $w = \frac{1}{25}$  bis  $\frac{1}{20}$

„ feste Tragrollen  $w = \frac{1}{40}$  bis  $\frac{1}{30}$ .

2. Die Zapfenreibung der Antriebs- und Leitrollen.

Angenommen sei:

für Fettschmierung  $\mu = 0,15$  bis  $0,20$

„ Ölschmierung  $\mu = 0,10$  bis  $0,15$ .

3. Der Biegewiderstand der Ketten.

Wie bei Kratzern, ist:

$$W_3 = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2).$$

Da die Ketten aber hier weniger stark verschmutzen, so mag im Mittel gesetzt werden:

$$\mu = 0,35 \text{ bis } 0,45.$$

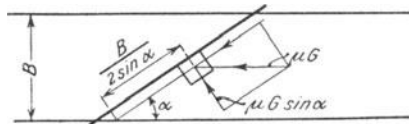


Abb. 227. Widerstand beim Abstreifen des Fördergutes.

4. Falls ein Abstreifer vorhanden ist, der Abstreifwiderstand, dessen Größe sich aus folgender Überlegung ergibt.

Ein in der Mitte des Bandes liegendes Stück muß sich auf dem Bande um dessen halbe Breite verschieben, wobei die Arbeit  $\mu \cdot G \cdot \frac{B}{2}$  geleistet wird. Dem Gleiten am Abstreifer entlang entspricht außerdem nach Abb. 227 die Arbeit:

$$\mu^2 \cdot G \cdot \sin \alpha \frac{B}{2 \sin \alpha}.$$

Endlich findet während des Abstreifens noch ein Gleiten in der Richtung des Bandes, sowie Verschiebung innerhalb der Masse statt. Da die Arbeitsbeträge hierfür rechnerisch nicht festzustellen sind, so

mögen sie schätzungsweise durch den Koeffizienten  $\zeta$  berücksichtigt werden. Die Gesamtarbeit ist dann:

$$A = \zeta \cdot \mu \cdot G \cdot \frac{B}{2} (1 + \mu).$$

Die Arbeit in der Sekunde ergibt sich, wenn

$$G = \frac{Q}{3,6}$$

gesetzt wird. Somit ist:

$$N_4 = \zeta \cdot \mu \cdot \frac{Q}{270} \cdot \frac{B}{2} (1 + \mu).$$

$\zeta$  wird um so kleiner sein, je kleiner  $\alpha$  ist. Für mittlere Winkel dürfte etwa  $\zeta = 2$  angenähert richtige Werte für  $N_4$  ergeben.

5. Bei ansteigender Förderung die Hubarbeit, im Betrage von

$$N_5 = \frac{Q \cdot H}{270}.$$

Zahlentafel 11 enthält Angaben über Durchschnittsausführungen von Bändern für Steinkohlenförderung, die indessen nur einen raschen Vergleich ermöglichen sollen und in keiner Beziehung maßgebend sind. Die Werte für die Stundenleistung sind aus Gleichung 35 mit  $\gamma = 0,8$  berechnet, die Werte für den Kraftverbrauchs-koeffizienten aus der Gleichung:

$$\kappa = \frac{w(q + q_0)}{q}.$$

Die an den Antriebs- und Leitrollen auftretenden Widerstände sind also vernachlässigt und dafür  $w = \frac{1}{15}$  eingesetzt. Die Angaben gelten nur für Bänder mäßiger Länge.

#### Zahlentafel 11.

Durchschnittswerte für flache, wagerecht laufende Gliederbänder für Steinkohle, ohne Randeinfassung und ohne Abstreifer.

| Bandbreite $B$<br>(m) | Geschwindigkeit $v$<br>(m/sek) | Leistung $Q$<br>(t/st) | Leergewicht $q_0$<br>(kg/m) | Belastung $q$<br>(kg/m) | Kraftverbrauchs-koeffizient $\kappa$ |
|-----------------------|--------------------------------|------------------------|-----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 0,4                   | 0,60                           | 17                     | 30                          | 8                       | 0,32                                 |
| 0,5                   | 0,55                           | 28                     | 35                          | 14                      | 0,23                                 |
| 0,6                   | 0,50                           | 40                     | 42                          | 22                      | 0,19                                 |
| 0,7                   | 0,45                           | 52                     | 50                          | 32                      | 0,17                                 |
| 0,8                   | 0,40                           | 62                     | 60                          | 43                      | 0,16                                 |
| 1,0                   | 0,30                           | 78                     | 80                          | 72                      | 0,14                                 |
| 1,2                   | 0,25                           | 97                     | 95                          | 108                     | 0,13                                 |

c) Anwendbarkeit<sup>1)</sup>.

Gliederbänder treten an die Stelle von biegsamen Bändern bei schwerem, hartem Fördergut und rauhem Betriebe, dem ein biegsames Band mittlerer Ausführung nicht mehr gewachsen ist. Wo das eine und wo das andere vorzuziehen ist, läßt sich nicht allgemein entscheiden. Sehr hohe Leistungen — über 150 t/st — lassen sich aber wohl in allen Fällen mit biegsamen Bändern am besten bewältigen, sofern es sich nicht um zu kleine Entfernungen handelt. In letzterem Falle zeigt sich wieder das eiserne Band überlegen, da

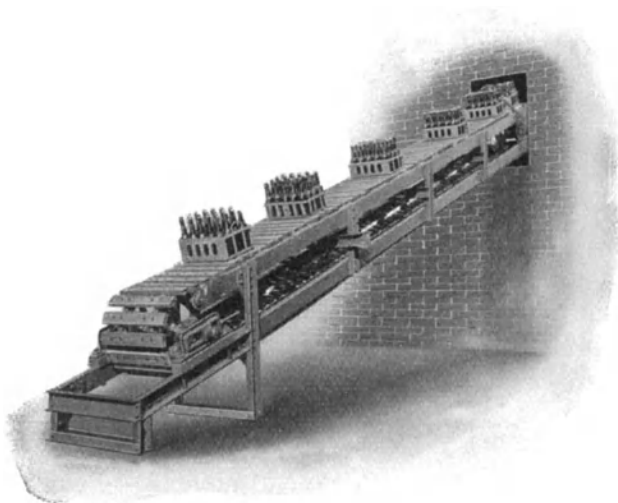


Abb. 228. Gliederband für die Beförderung von Flaschenständern (Fredenhagen).

die hohen Leitrollenwiderstände des anderen Fördermittels dann einen überwiegenden Einfluß auf den Kraftverbrauch ausüben (vergl. Zahlentafel 10).

Die Knappheit an Baumwolle, Balata und Gummi hat selbstverständlich während des Krieges und nachher sehr zugunsten der Gliederbänder gewirkt.

Durch die Vervollkommnungen hinsichtlich der Entleerung trogförmiger Bänder an Zwischenpunkten ist es den Gliederbändern möglich geworden, bei nicht zu kleinen Leistungen auch mit Kratzern in Wettbewerb zu treten, denen sie, was Schonung des Gutes und

<sup>1)</sup> Vgl. auch „Stahl und Eisen“ 1913, S. 868: Transportvorrichtung für abgeschnittene Blockenden; „Stahl und Eisen“ 1913, S. 904 u. f.: „Förder-einrichtungen für Formkästen und Schwereisen.“

Kraftverbrauch anbetrifft, weit überlegen, bezüglich der Anlagekosten allerdings unterlegen sind.

Ihre Hauptanwendung finden die Gliederbänder in großen Gaswerken, in Bergwerken als Lese- und Verladebänder, in Ziegeleien

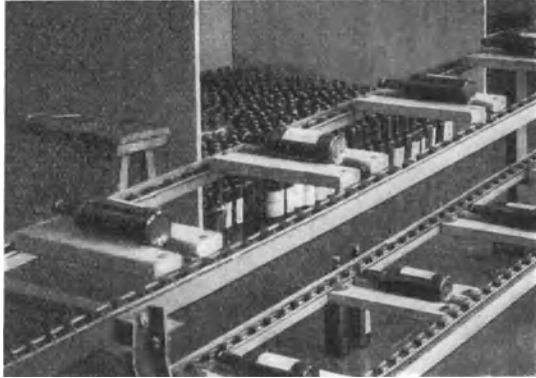


Abb. 229. Förderband für Flaschen (Fredenhagen).

zum Transport des nassen Tones, ferner zum Fördern von Einzelgütern aller Art, wie Säcken, Kisten, Formkästen usw. Abb. 228 bis 232 geben einige kennzeichnende Anwendungsarten. In Abb. 230 liegt die Oberfläche des Förderers ungefähr in gleicher Höhe mit

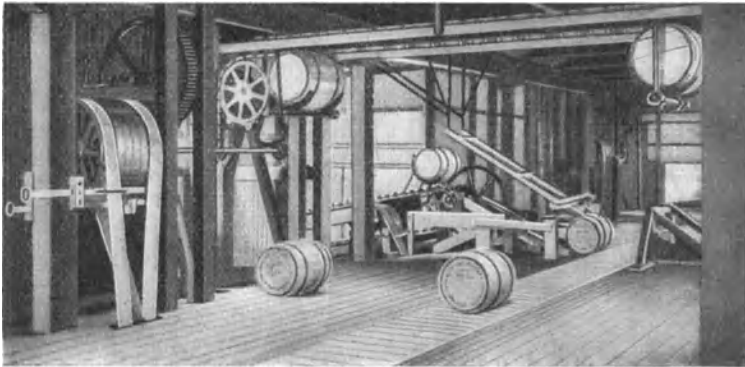


Abb. 230. In den Fußboden eingelassenes Förderband für Fässer (oben ein Schaukelförderer, hinten eine andere Fördereinrichtung für Fässer) (Jeffrey).

dem Fußboden, so daß bei langsamem Gang des Förderers der Verkehr nicht erheblich gestört wird.

Für sehr vielseitige Zwecke ist der Luthersche „Universalförderer“ bestimmt, ein Holzplattenband, das sich durch eine kniehebelartige Konstruktion auf eine Laufachse abstützt. Abb. 233

zeigt drei solche Förderer miteinander gekuppelt; der rechts stehende Förderer ist ein „Antriebsselement“ mit Motor; die beiden „Anhänger“ sind durch Kettentriebe mit ihm verbunden. Das Höher- oder Schrägstellen des Förderers geschieht mit Handkurbel, indem durch einen Flaschenzug die beiden Stützstangen gegeneinander gezogen werden. Die Förderer werden in Längen von 6 und 8 m hergestellt; sie lassen sich u. a. ähnlich wie der in Abb. 137 dargestellte Schleppelevator zum Stapeln von Säcken u. dgl. für Stapelhöhen bis zu 5 m verwenden.

Mit dieser Bauart verwandt ist der in Abb. 234 dargestellte fahrbare Eiselevator. Zum Fördern der Eisschollen dient ein Holzplattenband, das in gewissen Abständen Mitnehmer mit eisernen Zähnen trägt. Das eiserne Führungsgerüst kann durch ein am Fahrgestell angebrachtes Windwerk in das Wasser hinabgelassen werden, so daß die Eisschollen sich schwimmend dem Förderer zuleiten lassen. Am

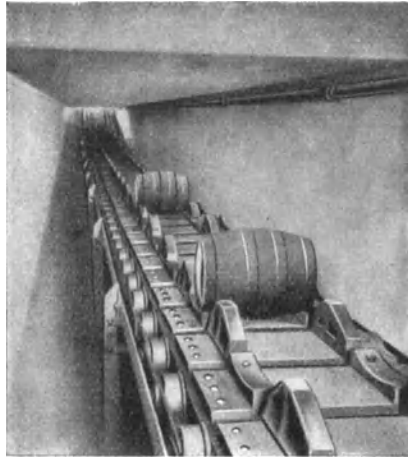


Abb. 231. Sonderbauart eines Gliederbandes für Fässer (Jeffrey).

Windwerk in das Wasser hinabgelassen werden, so daß die Eisschollen sich schwimmend dem Förderer zuleiten lassen. Am



Abb. 232. Fahrbares Gliederband zur Beladung und Entladung von Eisenbahnwagen (Stöhr).

oberen Ende wird das Eis abgeworfen und in Fuhrwerke verladen. Zum Antrieb dient eine Lokomobile.

Da Gliederbänder bei hinreichend starker Ausführung jeder Belastung gewachsen sind, so kann man sie u. a. benutzen, um das Fördergut aus Behältern, die mit Rücksicht auf die Stückgröße eine weite Öffnung haben müssen, in starker Schicht gleichmäßig abziehen

und einem rascher laufenden Förderer zu übergeben<sup>1)</sup>. Einen Schritt weiter geht die sehr beachtenswerte Anordnung von Schenck, der nach Abb. 235 und 236 bei schwer fließendem Material langgestreckte,

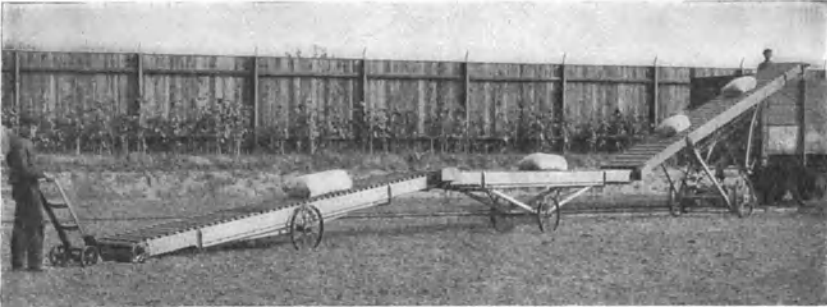


Abb. 233. Drei miteinander gekuppelte „Universalförderer“ (Luther).

unten offene Gruben anordnet und unter die Öffnung ein eisernes Gliederband legt, das das Fördergut, wie es z. B. aus Eisenbahnwagen in die Grube gestürzt wird, in gleichmäßigem Strome fort-



Abb. 234. Eisförderer (Stotz).

schaft. Die Bauart beeinflusst in vorteilhafter Weise die Anordnung des Behälters insofern, als derselbe große Länge erhalten kann und trotzdem die Abschlußwände an den Schmalseiten steil geneigt oder

<sup>1)</sup> Vergl. Abb. 514 und 515, S. 290 und 291.

senkrecht sein dürfen, so daß die Kohle von selbst fließt und das bei manchen Bunkern — z. B. für Rohbraunkohle — ungemein lästige und Arbeitskräfte in Anspruch nehmende Stochern entfällt.

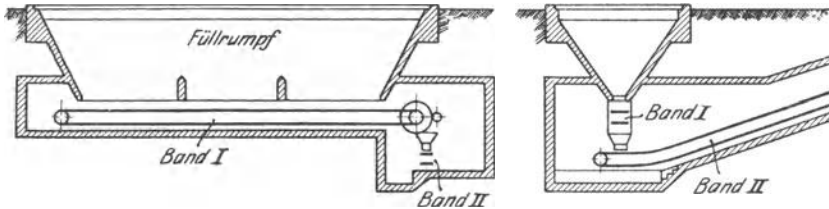


Abb. 235 und 236. Gliederband als Füllrumpfabschluß.

## 8. Abschnitt.

### Becherwerke mit festen Bechern<sup>1)</sup>.

Zur Aufnahme des Fördergutes dienen Gefäße, die mit einem umlaufenden Zugmittel fest verbunden sind und ihre Lage diesem gegenüber unverändert beibehalten. Die Becherwerke mit festen Bechern werden vorwiegend zum Heben, nur selten für Wagerechtförderung benutzt.

#### a) Wahl der Becherform mit Rücksicht auf Gesamtanordnung, Füllung und Entleerung.

Das Becherwerk in seiner einfachsten Form besteht aus dem mit Bechern besetzten Zugmittel und einer oberen und einer unteren Scheibe, deren eine festliegt und angetrieben wird, während die andere in einem Spannschlitten gelagert ist (vergl. Abb. 247). Man bezeichnet diese Ausführung gewöhnlich mit dem Namen „Elevator“.

Bei der Wahl der Becherform ist in erster Linie die Rücksicht auf gute Entleerung maßgebend.

Es ist ohne weiteres klar, daß ein tiefer Becher sich wegen der Reibung, die das beim Schöpfen hineingepreßte Fördergut an den Seitenwänden findet, weniger leicht entleert als ein Becher mit flacher Wölbung, ebenso, daß sich in spitzen Ecken leicht Teile festklemmen können. Daraus geht hervor, daß für anhaftende Stoffe, wie Mehl, Zement, Rohrzucker u. dgl., flache Becher mit gerundeten Böden

<sup>1)</sup> Die Becherwerke stehen auf der Grenze nach den unstetig arbeitenden Fördermitteln hin. Kettenelevatoren für Fässer, Steine und andere Einzellasten sind, obwohl nach Bauart und Arbeitsweise mit den Becherwerken nahe verwandt, in Band II untergebracht, da irgendwo eine Scheidungslinie gezogen werden mußte.



zweckmäßig sind. Diese Becher füllen sich auch leicht, während bei tiefer Form das Gut oft gar nicht bis zum Grunde des Bechers gelangt und statt dessen einen Haufen über der Becheröffnung bildet. Für Stoffe wie schweres Getreide, Kohle, Steine usw. werden dagegen tiefe Becher vorgezogen, weil sie bei gleichem Materialaufwand größeren Fassungsraum haben.

Bei Betrachtung des Ausschüttvorganges hat man zwischen schnellaufenden und langsamlaufenden Elevatoren zu unterscheiden,

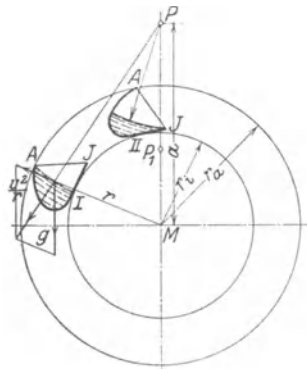


Abb. 237. Einstellung des Wasserspiegels in umlaufenden Gefäßen.

je nachdem, ob die Fliehkraft die Entleerung der Becher wesentlich beeinflusst oder die Schwerkraft allein wirksam ist. Eine scharfe Grenze läßt sich natürlich nicht ziehen.

Der Entleerungsvorgang bei schnellaufenden Elevatoren, die in der Regel senkrecht oder in sehr geringer Neigung gegen die Senkrechte arbeiten, ist in sehr gründlicher Weise von Dr.-Ing. Carl A. E. Müller behandelt worden<sup>1)</sup>. Die nachfolgenden Darlegungen (S. 128 und 129) beruhen auf der Müllerschen Arbeit, deren eingehendes Studium dringend zu empfehlen ist.

Wenn man mit Wasser gefüllte Becher am Umfang eines Rades befestigt, so stellt sich bei der Drehung die Wasseroberfläche in jedem Augenblicke nach einer Kreiszyklinderfläche ein, deren Achse  $P$  um das Maß  $a$  über der Achse des Rades liegt. Nach Abb. 237 ist

$$\frac{v^2}{r} : g = r : a$$

$$a = \frac{gr^2}{v^2}$$

oder mit

$$v = \frac{2\pi r \cdot n}{60}$$

$$a = \frac{895}{n^2}.$$

Je größer die Umlaufzahl  $n$ , um so näher rückt  $P$  an  $M$  heran, um so steiler stellen sich auch die Wasseroberflächen in den Bechern

<sup>1)</sup> Beitrag zur Klärung des Entleerungsvorganges bei schnellaufenden Becherwerken. Sonderabdruck aus Jahrgang 1918, Heft 12, 13, 14, des „Mühlen- und Speicherbau“. Verlag der „Fachpresse“, Heidelberg.

ein. War der Becher in dem Augenblick, wo er in die durch  $M$  gelegte wagerechte Ebene eintrat, gerade voll, so mußte in diesem Augenblick ein Austreten von Wasser über die äußere Kante  $A$  stattfinden, wie in Stellung I angedeutet. Später wechselt unter den in der Zeichnung angenommenen Verhältnissen der Wasseraustritt; er erfolgt, wie in Stellung II, über die innere Kante  $J$ . Dies ist indessen nur möglich, wenn  $a > r_i$ , denn ein z. B. um den Punkt  $P_1$  geschlagener Kreisbogen durch  $J$  gibt in keiner Stellung eine Wasseroberfläche im Becher; der Becher würde bei der dieser Lage von  $P$  entsprechenden hohen Umlaufzahl sogar in der Stellung I schon nahezu über die Außenkante entleert sein, wie ein um  $P_1$  durch  $A$  geschlagener Kreisbogen zeigt.

Besteht nun der Becherinhalt nicht aus Wasser, sondern, wie in Abb. 238 angenommen, aus irgendeinem Schüttgut, wie Getreide, so bleibt die Oberfläche in ihrer Bewegung zurück, sie eilt der Flüssigkeitsoberfläche gewissermaßen um den Böschungswinkel  $\varrho$  nach. Statt in der Kreislinie  $K$  stellt sie sich nach einer logarithmischen Spirale  $S$  ein. Die Tangenten der beiden Kurven,  $T_k$  und  $T_s$ , bilden miteinander den Winkel  $\varrho$ . Die Böschungsfläche  $S$  wird in Wahrheit natürlich auch nicht erreicht, da das Getreide sich nicht augenblicklich einstellt, sondern durch die Reibung in seiner Bewegung verlangsamt wird. Im übrigen sind die Vorgänge dieselben wie bei dem wassergefüllten Becher. In Abb. 238 ist wieder ein vollständig gefüllter, aber unter dem Böschungswinkel  $\varrho$  abgeschnittener Becher zugrunde gelegt, jedoch tiefe Lage von  $P$ , innerhalb des Scheibenumfanges, angenommen. Es zeigt sich, daß in Stellung I die Entleerung über die äußere Kante  $A$  schon im Gange ist und sich in der gleichen Richtung fortsetzt. In Stellung III fällt die Böschungsfläche  $S$  schon weit außerhalb des Bechers, hier müßte also die Entleerung bereits beendet sein, wenn nicht die Verzögerung beim Gleiten einträte.

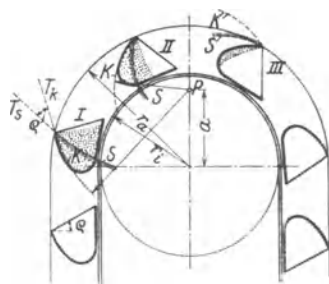


Abb. 238. Skizze zur Klarstellung des Entleerungsvorganges.

In sehr anschaulicher Weise zeigt die der Müllerschen Arbeit entnommene Abb. 239 die Vorgänge. Jeder Becher ist mit der zugehörigen logarithmischen Spirale gezeichnet. Die Teilchen, die von den Bechern abfliegen, beschreiben Parabeln, deren Umhüllende, wie dargestellt, die Begrenzung des Fördergutstromes nach außen bildet. Die zuerst abfliegenden Teile fallen wieder in den Becher-

kreis zurück und müssen von neuem beschleunigt werden. Zu jedem Becher sind die Teile, die ihn verlassen haben, in ihrer augenblicklichen Stellung gezeichnet, als Schwanz, der dem Becher folgt. Tatsächlich findet das Austreten auf dem ersten Teil der Scheibe nicht in dem angenommenen Umfange statt, weil die Becher in der Regel nicht vollständig gefüllt sind.

Bei geringerer Geschwindigkeit —  $a > r_a$  — geht das Austreten des Fördergutes zum größten Teil im zweiten Quadranten vor sich (Abb. 240). Ein Korn, das auf der Rückwand des Bechers liegt,

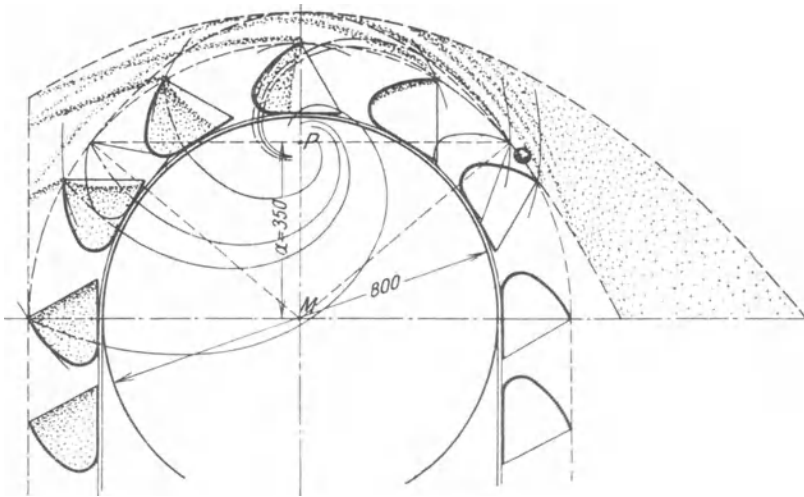


Abb. 239. Schnellaufendes Becherwerk (nach Müller). Entleerungsvorgang.  
 $D = 2r_t = 0,600$  m;  $r_a = 0,55$  m;  $n = 505$  u/min;  $a = 0,350$  m.

wird durch die Zentrifugalkraft abgehoben, wenn — mit den Bezeichnungen der Abbildung —

$$\frac{v^2}{r} = g \cdot \cos \alpha$$

ist. Vom Punkte  $A$  aus beschreibt das Korn eine Parabel. Es ist:

$$x = v \cdot t; \quad y = \frac{1}{2} g \cdot t^2,$$

also

$$y = \frac{1}{2} g \frac{x^2}{v^2} = \frac{x^2}{2r \cdot \cos \alpha} \dots \dots \dots (36)$$

Durch Aufzeichnen zusammengehöriger Lagen von Korn und Becher läßt sich ermitteln, ob beide noch einmal zusammentreffen. Im Falle der Kurve I geschieht das nicht.

Wird die Geschwindigkeit jedoch höher gewählt, beispielsweise so, daß der Abwurf im Scheitel bei  $B$  beginnt, entsprechend  $v = \sqrt{gr}$ ,

so stellt sich heraus, daß im Punkte *C* das Korn von der mit größerer Geschwindigkeit sich bewegenden Vorderwand des Bechers eingeholt wird. Es kann dadurch aus seiner Richtung so weit abgelenkt werden, daß es, statt auf das Ablaufblech zu gelangen, wieder in das Elevatorgehäuse zurückfällt. Noch mehr werden die weiter zurück und der Becherwand näher gelegenen Körner am freien Entleeren gehindert. Ein Teil der Becherfüllung wird daher jedesmal nutzlos gehoben.

Man kann diesen Mißstand dadurch beseitigen, daß man dem Becher eine flachere Form gibt, wie punktiert angedeutet. Für nicht zusammenhängendes Material ist diese Form indessen ungünstig, weil sie das Austreten von Fördergut beim Auflaufen auf die Scheibe (Stellung I in Abb. 238) begünstigt.

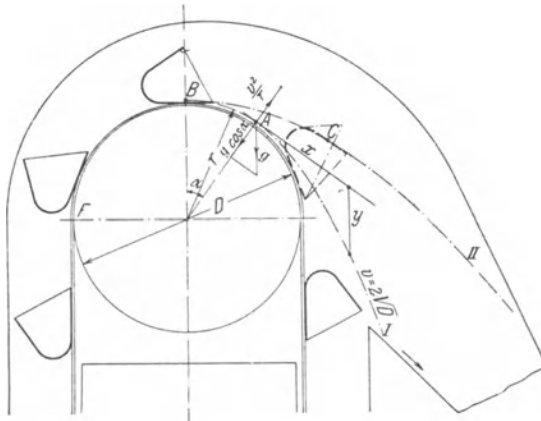


Abb. 240. Entleerungsvorgang beim Austritt über die innere Becherkante.

Die in Abb. 240 dargestellten Becher müssen einen gewissen Abstand voneinander haben, damit das austretende Fördergut nicht auf den Rücken des vorangehenden Bechers trifft. Die notwendige Größe des Abstandes ist durch Einzeichnen verschiedener Lagen des vorangehenden Bechers und Vergleich derselben mit der Wurfbahn des am weitesten voraneilenden Kornes zu ermitteln. Becher von der Form der Abb. 241 können dagegen unmittelbar aneinander gesetzt werden, da der Rücken eine Ablaufschurre bildet, welche die Ladung richtig weiterbefördert. Solche Elevatoren sind unter den angenommenen Verhältnissen, d. h. bei verhältnismäßig niedriger Umlaufzahl, gleiche Gurtbreite vorausgesetzt, erheblich leistungsfähiger als gewöhnliche Becherwerke, da die Fördermenge der Becherzahl proportional ist. Die Becherform ist zuerst von Unruh & Liebig eingeführt worden.

H. Aug. Schmidt hat später die Bauart abgeändert, indem er nach Abb. 242 die Rundung des Bodens beibehalten und die Vorderwand des Bechers durch eine besonders angienietete Schüttrinne ersetzt hat, die sich mit ihrem abgerundeten Fuße auf das Band stützt, dadurch auch bei dem senkrechten Aufstieg dem Becher besseren Halt gebend.

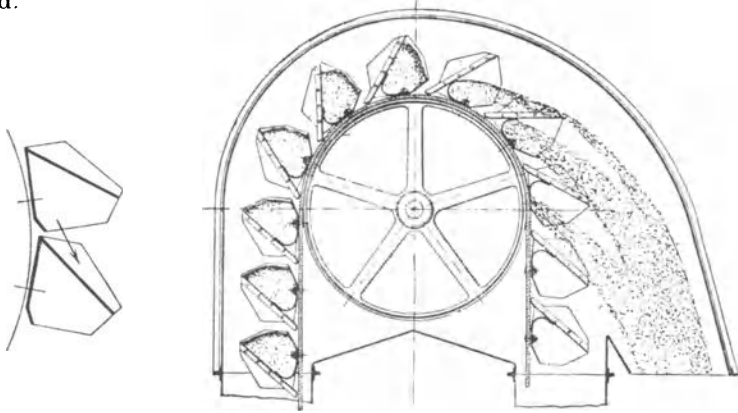


Abb. 241.  
Schüttrinnenbecher.

Abb. 242. Entleerungsvorgang beim Austritt über die innere Becherkante und bei Verwendung von Schüttrinnenbechern.

Hohe Geschwindigkeit, bei der die Entleerung ausschließlich über die äußere Becherkante erfolgt, ermöglicht ohne weiteres ein enges Aneinandersetzen der Becher, unabhängig von deren Gestalt. Becher mit gewölbter Vorderkante, wie in Abb. 243, sind insofern

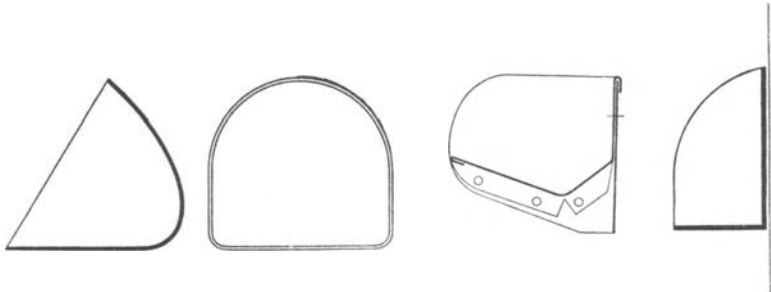


Abb. 243. Neuere Becherform.

Abb. 244. Becher für Mehl.  
Abb. 245. Becher für backendes Gut.

zweckmäßig, als sie den austretenden Fördergutstrahl zusammenhalten, was namentlich zu Anfang, wo die Teile wieder in die Becherbahn zurückgelangen, von Vorteil ist.

Becher für Mehl erhalten die in Abb. 244 skizzierte, von H. Aug. Schmidt zuerst ausgeführte Form. Das Mehl haftet beim

Aufsteigen an den hohen Seitenwänden, die daher reichliche Becherfüllung ermöglichen, ohne das Ausschütten wesentlich zu behindern.

Für Stoffe, die sehr zum Zusammenbacken neigen, wird zuweilen die ganz flache Form der Abb. 245 gewählt.

Bei geringer Geschwindigkeit beginnt der Auswurf, wenn die Ladung an der Rückwand abrutscht. Der Entleerungsvorgang, den Zentrifugalkraft, Schwerkraft und Reibung beeinflussen, läßt sich rechnerisch schwer verfolgen, zumal durch den Schöpfwiderstand das Fördergut fest in den Becher hineingepreßt sein kann. Je nach der Größe der Leitrolle ist bei Geschwindigkeiten von etwa 0,8 bis 1 m/sek abwärts der Einfluß der Zentrifugalkraft so gering, daß bei senkrecht stehendem Elevator ohne besondere Vorkehrungen kein guter Abwurf mehr zu erreichen ist. Der Elevator muß daher nach Abb. 246 schräg gestellt und die Lage des Ablaufbleches wieder durch Aufzeichnen der Fallkurve ermittelt werden. Bei sehr niedriger Geschwindigkeit ist demnach die Kante des Ablaufbleches etwa senkrecht unter die Vorderkante des Bechers in der Lage zu setzen, bei der die ersten Materialteile herausfallen können, lockeres Gut



Abb. 246. Becherentleerung beim langsamlaufenden Elevator.



Abb. 247. Elevator mit Ablenkung des niedergehenden Stranges.

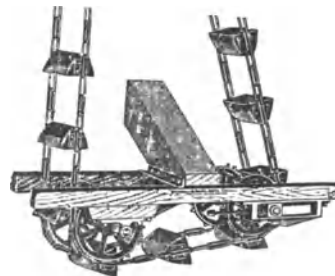


Abb. 248. Wagerechtführung zwecks Entleerung.

vorausgesetzt. Üblich ist eine Schrägstellung von 45 bis 60°.

Es gibt indessen verschiedene Mittel, um einen langsam laufenden Elevator auch bei senkrechter Stellung vollständig zu entleeren.

So hat die Ablenkung des niedergehenden Stranges (Abb. 247) dieselbe Wirkung wie die Schrägstellung des ganzen Elevators, bedingt aber die Anwendung doppelter seitlicher Ketten. Auch bei der Anordnung nach Abb. 248 sind Doppelketten erforderlich. Der Becher muß in diesem Falle so geformt sein, daß der Inhalt auf dem kurzen wagerechten oder schwach geneigten Wegstück von der Rückwand abgelenkt. Da bei der Entleerung kein Fall oder Stoß eintritt, so erscheint die Einrichtung vorzugsweise für leicht zerbrechliche Stoffe wie Stückkohle, geeignet.

Ein anderes Mittel ist das, den Becherinhalt auf einer umlaufenden geneigten Schurre abgleiten zu lassen, wo er die zum Übertritt auf das feste Ablaufblech erforderliche wagerechte Geschwindigkeit erhält. Schon die Becherformen nach Abb. 241 und 242 geben ein Mittel hierfür an die Hand. Besser ist es jedoch, die

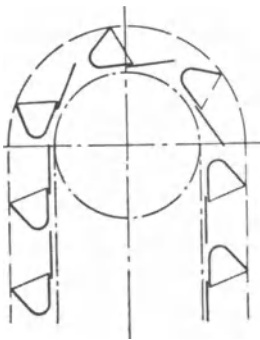


Abb. 249.  
Rutschenbecher.

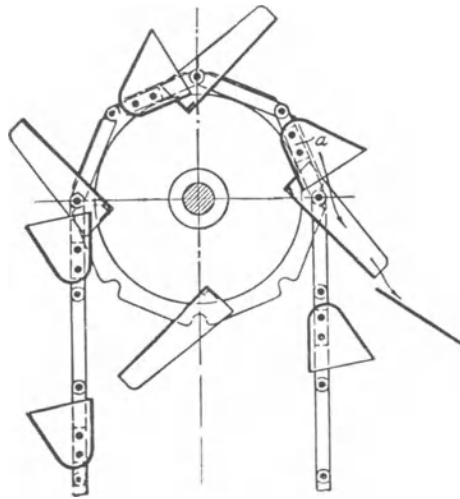


Abb. 250. Rinnenstücke an der Kettenscheibe  
(Link Belt Co.).

Rutsche länger zu machen, z. B. durch Anneten eines Verlängerungsbleches an die Becherrückwand (Abb. 249). Derselbe Zweck wird erreicht, wenn nach Abb. 250 an den Kettenscheiben kurze Rinnenstücke befestigt werden, die bei der Entleerung jedes Bechers in der richtigen Lage sind, um den Inhalt zur Seite zu werfen. Die Becher müssen so weit auseinandergesetzt werden, daß die Rinnen zwischen ihnen hindurchgehen können.

Wenn die Abwurfstelle nicht am höchsten Punkte liegen, sondern beliebig veränderlich sein soll, so kann durch drei in einem verschiebbaren Rahmen gelagerte Leitrollen eine Ausbiegung geschaffen werden, auf deren unterem Strange die Ladung über die

entsprechend geneigte Vorderwand des Bechers abgleitet (Abb. 251). Durch die dreifache Ablenkung wird die Abnutzung der Kette allerdings nicht unwesentlich vermehrt.

Neue Becherformen ergeben sich, wenn die Anforderung gestellt wird, daß das Becherwerk nicht nur senkrecht, sondern auch wagerecht fördern soll.

Abb. 252 zeigt einen solchen Elevator, der zuerst senkrecht, dann wagerecht arbeitet<sup>1)</sup>. Die Becher sind dicht aneinander gesetzt, weil das Fördergut dem senkrechten Strang durch eine Schurre stetig zugeführt wird. Ebenso gut könnte indessen bei etwas veränderter Becherform der Elevator schöpfen. Das Material erleidet bei der ersten Ablenkung eine Umlagerung und wird am Schluß des wagerechten Laufes ausgeworfen.

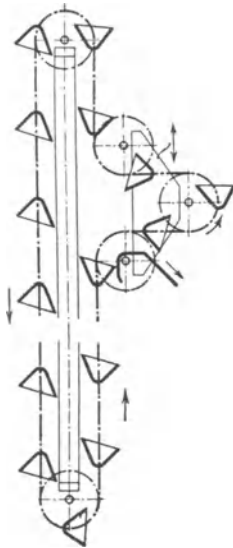


Abb. 251.  
Verschiebbare Abwurfstelle.

In Abb. 253 wird zuerst wagerecht, dann senkrecht gefördert. Die Form des Bechers ist im wesentlichen dieselbe wie in Abb. 252, nur wird die Kette in entgegengesetzter Richtung abgelenkt. Das

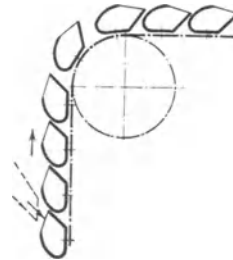


Abb. 252. Becherwerk für senkrechten und wagerechten Lauf.

Material läßt sich an beliebiger Stelle auf dem unteren wagerechten Strang durch eine Schurre zuführen. Da das Rückenblech jedes Bechers die Vorderkante des nächstfolgenden überdeckt, ist ein Vorbeifallen von Material ausgeschlossen. Die Entleerung geschieht am Ende des senkrechten Laufes mit Hilfe einer Flügeltrommel, deren Zellen den Inhalt von je zwei Bechern aufnehmen und an die Abaufschurre weitergeben.

Soll auch der obere Strang zur Förderung herangezogen werden, so erhalten die Becher durch Hinzufügen eines weiteren Bleches die

<sup>1)</sup> Aus „La Mécanique à l'exposition de 1900“.



in Abb. 254 dargestellte Form. Jetzt findet auch bei dem Übergang vom senkrechten zum oberen wagerechten Lauf, von Stellung II zu Stellung III, eine Umlagerung statt, ohne daß Fördergut herausfällt, und erst bei Drehung um  $270^\circ$ , die durch einen Abwurfwagen hervorzubringen ist — Stellung IV —, entleert sich der Becher. Wie aus der Zeichnung hervorgeht, ist nur eine ziemlich geringe Becherfüllung möglich. Für großstückiges Fördergut wird

die Zugangs- bzw. Entleerungsöffnung überhaupt zu klein. Das Material wird durch eine von dem wellenförmigen Becherrand auf- und niederbewegte Rinne stoßweise aufgegeben.

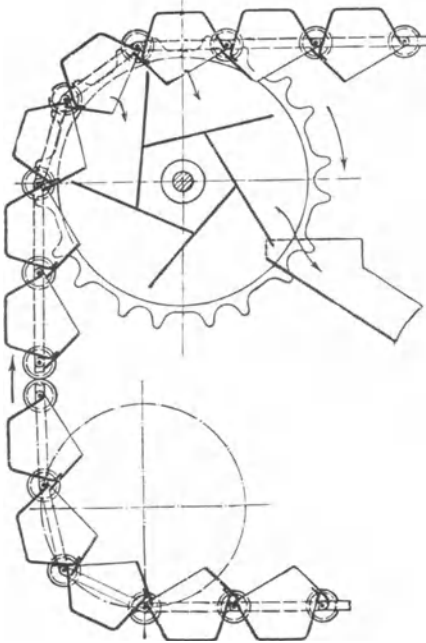


Abb. 253. Becherwerk für wagrecht-senkrechte Förderung.

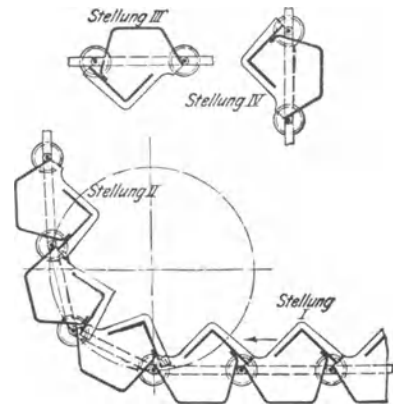


Abb. 254. Becherwerk für wagrecht-senkrecht-wagerechte Förderung.

Die beiden Ausführungen nach Abb. 253 und 254 werden nur ausnahmsweise zu praktischer Bedeutung gelangen.

Anders ist es mit der Bauart nach Abb. 255, die demselben Zwecke dient, aber nicht mehr ein reines Becherwerk darstellt. Symmetrisch ausgeführte Becher, die an Doppelketten befestigt sind, schieben zunächst auf dem unteren wagerechten Lauf das an beliebiger Stelle aufzugebene Fördergut in einem Troge vor sich her, füllen sich dann beim Übergange in die senkrechte Bewegung — wobei etwa fallengelassenes Gut vom nächsten Becher aufgenommen wird — und wirken oben wieder wie Kratzerschaufeln. An der Entleerungsstelle wird ein Schieber aufgezo-

Die Einfachheit dieses „Kratzerbecherwerkes“ hat ihm in Amerika

viele Freunde verschafft. Das Schleifen des Materials bringt indessen die Nachteile hohen Kraftverbrauchs und der Wertverminderung bei zerbrechlichem Material mit sich, weshalb die Bauart nur für kleine Leistungen oder kurze Wege zu empfehlen ist.

Zum Entleeren von Schiffen baut die Link Belt Co. eine Elevatorform, die in ihren Einzelteilen mit dem eben beschriebenen Kratzerbecherwerk übereinstimmt. Dieser „einziehbare Elevator“ kann etwa nach Abb. 256 angeordnet sein. Der senkrecht ins Schiff hinabhängende Strang der Becherkette hat kein festes Gerüst, sondern trägt nur unten ein Eisen-gestell, an dem die Lager für die Kettenscheibe befestigt sind, und dessen Gewicht beim Schöpfen die Becher in das Fördergut hineindrückt. Innerhalb des Turmes ist die Kette wieder nach unten über eine Rolle geführt, so daß sich der Elevator mittels einer Winde, die mit dieser Rolle in Verbindung steht, verkürzen oder verlängern läßt. Durch Verschieben des Laufwagens, in dem die oberen Kettenscheiben gelagert sind, kann der Elevator außerdem ohne Änderung seiner Länge wagerecht bewegt werden. Auf dem Wege von der Laufkatze bis zum Füllrumpf wirken die Becher schiebend. Da die Entfernung veränderlich ist, muß das Gleitblech auf dieser Strecke zum Verschieben oder Ausziehen eingerichtet sein. Der Ausleger kann so ausgeführt werden, daß er sich beim Vorbeigehen von Schiffsmasten aufziehen läßt.

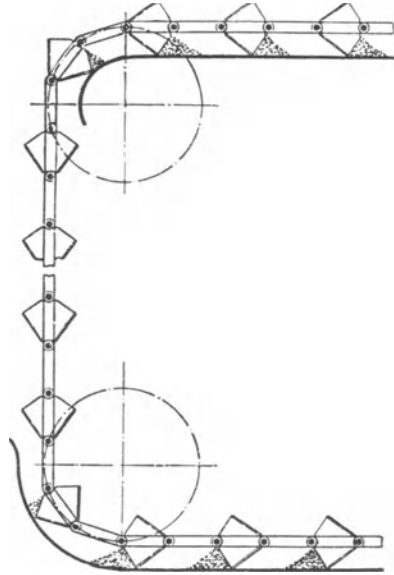


Abb. 255. Kratzerbecherwerk.

Da die Becher im vorliegenden Falle nur nach einer Seite hin als Kratzerschaufeln zu dienen haben, so könnten sie wie normale Elevatorbecher mit einseitiger Ausladung ausgeführt werden.

Eimerbagger, die eigentlich auch als „Becherwerke mit festen Bechern“ anzusprechen sind, können an dieser Stelle keine ausführliche Behandlung finden, weil sie in erster Linie als Grabemaschinen angesehen werden müssen und außerdem ihr Bau ein umfangreiches Gebiet für sich bildet. Es ist also auf die vorhandene

Literatur zu verweisen<sup>1)</sup>. Da Trockenbagger indessen neuerdings nicht nur für Erde-, Ton-, Braunkohlenabbau u. dgl. benutzt werden, sondern auch für die Bedienung von Speichern im Zusammenarbeiten mit anderen Fördermitteln eine gewisse Bedeutung gewonnen haben<sup>2)</sup>, so sei ihre Wirkungsweise kurz erläutert.

Der Hochbagger ist in Bau und Wirkungsweise dem Becherwerk nahe verwandt. Die Eigenart des Tiefbaggers — der übrigens

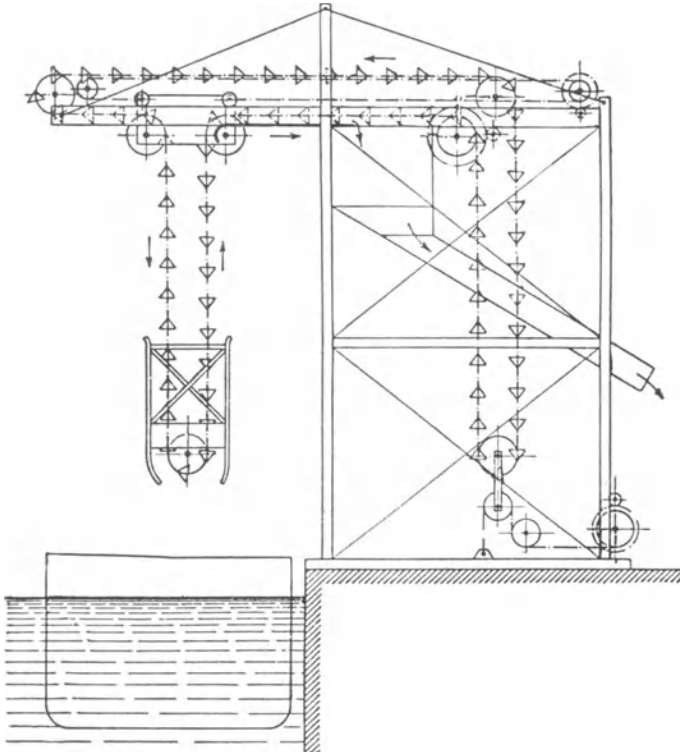


Abb. 256. Schiffsentladung mit Kratzerbecherwerk.

auch zum Hochbaggern benutzt werden kann — dagegen beruht nicht nur darin, daß die Becher mit ihren Vorderkanten das Material von der Böschung abschürfen, sondern auch in der Art der Entleerung der Becher.

Während bei Elevatoren das Fördergut den Becher auf der Seite verläßt, an der es eingetreten ist, rutscht es beim Bagger

<sup>1)</sup> Vergl. insbesondere Handbuch der Bauingenieurwissenschaften; IV. Teil: Die Baumaschinen, 1. Band.

<sup>2)</sup> Vergl. Voß, Die Entwicklung der Groß-Speicherbagger, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 697.

durch den Becher oder die Schaufel hindurch. Abb. 257 läßt erkennen, wie der Becher, sobald er auf die Antriebscheibe — den „Turas“ — gelangt, sich so einstellt, daß er das Material nicht mehr trägt, sondern nach unten abgleiten und in einen Aufnahme-trichter fallen läßt. Die Antriebs-scheibe kann bei der geringen Geschwindigkeit der Kette, die mit Rücksicht auf das Graben notwendig ist, vierkantig ausgeführt werden.

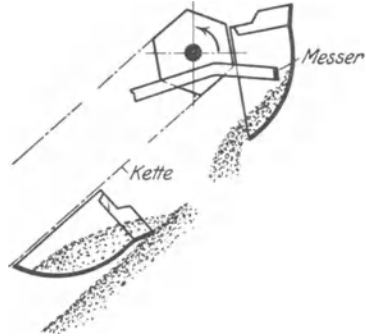


Abb. 257.  
Wirkungsweise des Tiefbaggers.

Die Baggereimer nehmen gewissermaßen einen Span von der Böschung ab. Die Eimerleiter muß dem fortschreitenden Abbau entsprechend seitlich bewegt werden; sie muß außerdem in der senkrechten Ebene schwingen können.

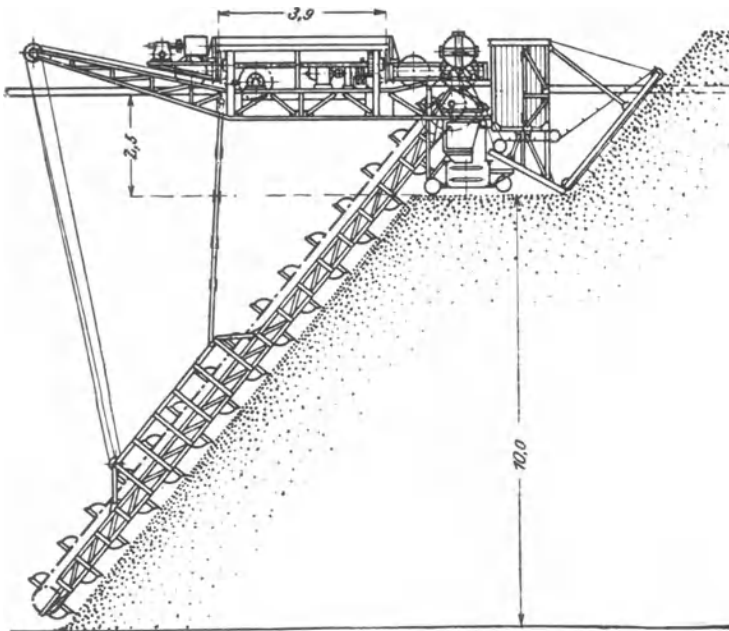


Abb. 258. Speicherbagger für Kali mit angebautem Kratzer (Luther).  
Leistung 110 t/st.

Abb. 258<sup>1)</sup> gibt die Darstellung eines Speicherbaggers für Kali, das beim Lagern fest wird, so daß die Eimer mit Schneidzähnen

<sup>1)</sup> Nach Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 697.

besetzt werden müssen. Das geförderte Material wird auf ein Querband abgeworfen. Die Baggerleiter, die gehoben und gesenkt werden kann, ist an einer Laufkatze befestigt, die quer zum Speicher, d. h. senkrecht zur Bildebene, verfahren werden kann; die Laufbahn der Katze wiederum ruht auf einem Wagen, der in der Längsrichtung des Speichers verfahrbar ist. — Durch den auf der rechten Seite angebauten Kratzer<sup>1)</sup> wird der obere Teil des Haufens abgegraben und dem Förderbande zugeführt.

### b) Die Ausführung der Becher und ihre Befestigung am Zugmittel.

Als Baustoff für die Becher dient Eisenblech, das verzinkt oder verzinkt sein kann, Stahlblech oder Temperguß.

Leichte Becher für Getreide u. dgl. werden häufig aus einem Stück Blech hergestellt und nur am Rücken genietet. Die obere

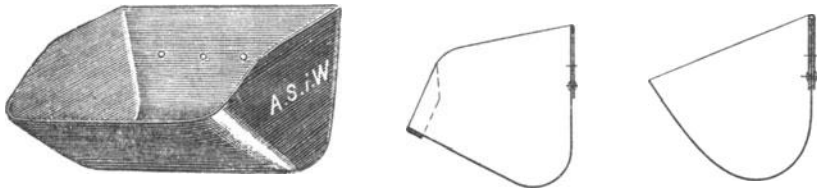


Abb. 259 bis 261. Becherbauarten.

Kante des Rückens wird durch eine Kappe aus Blech verstärkt, auch können die Becher eine Randeinfassung erhalten (Abb. 259 bis 261).

Einen seitlich genieteten Becher für schwere Beanspruchung, aus einem Stück hergestellt, veranschaulichen Abb. 262, welche das zugeschnittene Blech zeigt, und Abb. 263. Die Form wird in Blechstärken von 0,6 bis 3,5 mm hergestellt.

Große Widerstandsfähigkeit haben die aus Stahlblech gepreßten, ungenieteten Becher.

Wenn nicht größere Mengen von Bechern nach demselben Modell hergestellt werden, so ist das Pressen nicht wirtschaftlich und daher ganz zu vermeiden. Es müssen dann möglichst einfache, durch Ausschneiden und Biegen herstellbare Formen angewandt werden.

Abb. 264 bis 266 zeigen einen Becher, dessen Stirn- und Rückwand aus einem Stück gebogen und mit den beiden Seitenwänden durch Winkel verbunden ist. Die Kanten sind mit einem Flach-

<sup>1)</sup> Vgl. Abb. 138 und 139.

eisen eingefaßt. Häufig erhält nur die vordere Schöpfkante eine solche Verstärkung.

Ist ein abgerundeter Boden mit Rücksicht auf die Natur des Materials nicht unbedingt nötig, so werden die Becher mit scharfen Ecken nach Abb. 267 bis 269 ausgeführt.

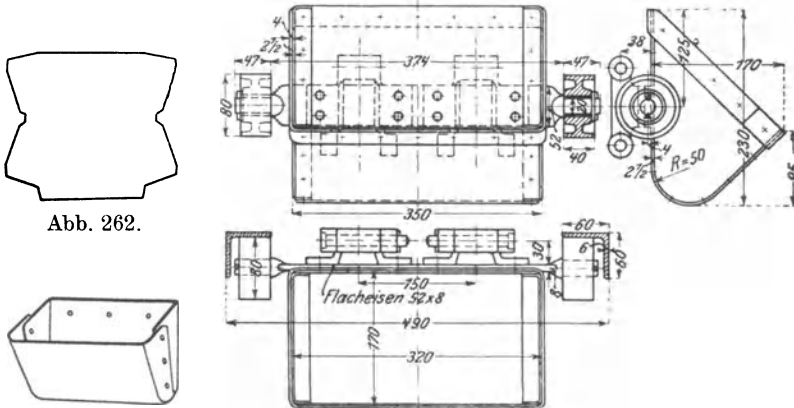


Abb. 263. Abb. 264 bis 266. Becher für schwere Beanspruchung (Stotz).

Zum Heben gewaschener Kohle oder anderer nasser Stoffe, werden häufig gelochte Becher verwandt, die das Wasser abtropfen lassen (Abb. 270).

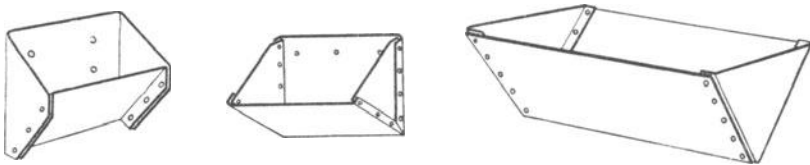


Abb. 267 bis 269. Genietet Becher mit scharfen Ecken.

Abb. 271 zeigt einen Becher, dessen Rücken nach dem Radius der Leitscheiben gekrümmt ist. Die Ausführung ist für Getreide-

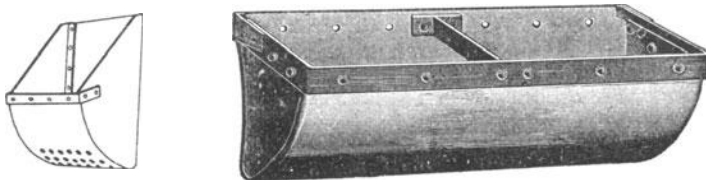


Abb. 270. Gelochter Becher. Abb. 271. Becher mit gekrümmter Rückwand.

elevatoren von sehr hoher Leistung bestimmt und wird in Breiten von 300 bis 500 mit Ausladungen von 150 bis 200 mm hergestellt. Die Mittelversteifung kommt von 400 mm Breite an zur Anwendung.

Einen Becher aus Temperguß — für schwere Beanspruchung — gibt Abb. 272 wieder.

Als Zugmittel kommen Kette, Seil und Gurt in Betracht.

Kette wird vorzugsweise für langsam laufende Becherwerke

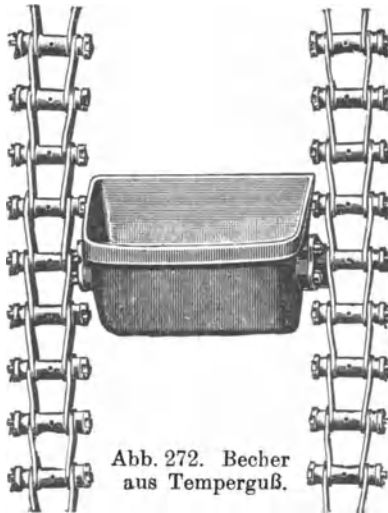


Abb. 272. Becher aus Temperguß.

und schwere Stoffe verwandt, doch finden sich Tempergußketten auch wohl bei rasch laufenden Getreideelevatoren von größerer Leistung. Entweder ist ein einzelner Strang vorhanden, der in der Mitte des Becherrückens angreift, oder zwei Stränge, die beide am Becherrücken oder aber an den Seitenblechen anfassen können. Durch die Doppelkette, die für Becherbreiten von etwa 250 mm in Frage kommt, erhält der Becher größere Stabilität, namentlich beim Schöpfen. Seitliche Lage der Ketten bringt diese näher der Schöpfkante, verringert also das auf die Kette ausgeübte Moment.

Beim Rückenangriff kommt dagegen die Kette weniger mit dem Fördergut im Schöpftrog in Berührung, auch wird die Baubreite des Elevators geringer. Seitenketten sind nicht zu vermeiden, wenn eine Ablenkung nach der Becherseite hin stattfindet (vergl. z. B. Abb. 247).

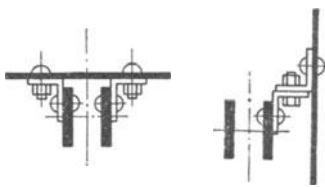


Abb. 273 und 274. Befestigung des Bechers an Flacheisenketten.

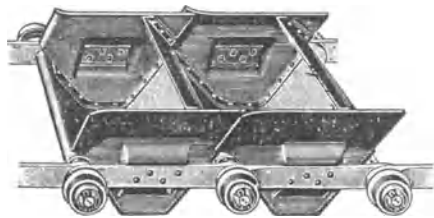


Abb. 275. Becher zwischen Flacheisenketten.

Die Befestigung des Bechers ist je nach der Lage der Ketten verschieden.

Flacheisenketten können mit dem Becher mittels kurzer Winkel-eisenstücke verbunden werden (Abb. 273 und 274). Bei seitlicher Lage werden die Becher allerdings meistens an die Kettenglieder angeschraubt oder angenietet (Abb. 275), doch erleichtert die in Abb. 274 skizzierte Anordnung das Auswechseln und schont die Kette.

Ketten mit abwechselnden Rund- und Flacheisen-Gliedern werden mit Befestigungsplatten nach Abb. 276 bzw. 277 versehen.

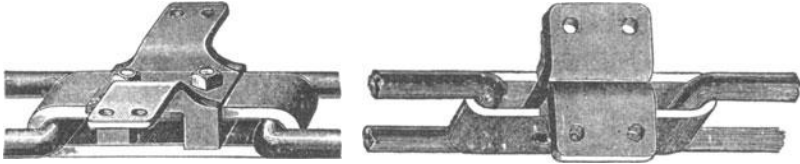


Abb. 276 und 277. Befestigungsstücke für Flach-Rundeisenketten.

Eigentliche Rundeisenketten erhalten geschmiedete oder gegossene Befestigungsglieder nach Abb. 278. Für Tempergußketten sind in Abb. 279 und 280 Beispiele gegeben.

Zur Befestigung dienen meist Schrauben mit halbrunden Köpfen.

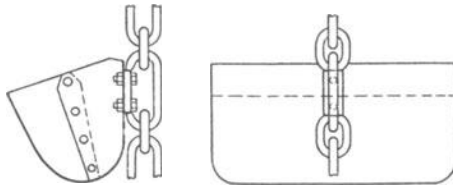


Abb. 278. Befestigung an Rundeisenkette.

Wenn der Elevator geneigt steht, so bedürfen die Becher, wenigstens auf dem fördernden Strang, einer Unterstützung. Ähnlich wie beim Kratzer kann ein Flacheisen auf die Rückwand des Bechers genietet werden, an dessen überstehenden Enden Gleitklötze oder Laufrollen

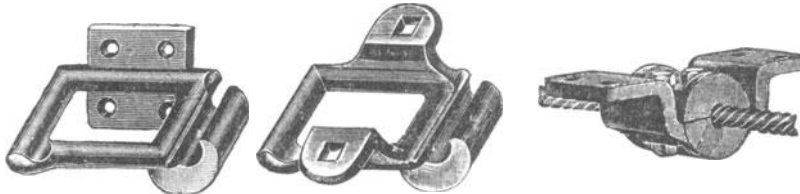


Abb. 279 und 280. Befestigungsglieder von Tempergußketten.

Abb. 281. Befestigung des Bechers am Seil.

angebracht sind (Abb. 264 bis 266). Häufig werden statt dessen feste Tragrollen angewandt (vergl. Abb. 306 und 307).

Seile werden bisher in Deutschland meines Wissens gar nicht, in Amerika selten für Elevatoren benutzt. Abb. 281 bis 283 geben die nötigen Einzelheiten für Rücken- und Seitenangriff.

Gurte werden bei Elevatoren für Getreide und ähnliche Stoffe angewandt, die geringen Schöpfwiderstand bieten, beispielsweise auch für Nußkohle. Die Gurte dürfen nicht zu schwach sein, damit die Schrauben für die Becherbefestigung die nötige Auflage finden. Der Riemen muß etwas breiter sein als der Becher.



Kaniss verwendet folgende Gurtarten und Scheibendurchmesser:

**Zahlentafel 12.**

Gurtstärken nach A.W. Kaniss.

|                                      |          |             |              |
|--------------------------------------|----------|-------------|--------------|
| Blechstärke der Becher (mm) . . .    | bis 1,25 | 1,5 bis 2,0 | über 2,0     |
| Hanfgurte (glatt gewalzt) (mm) . . . | 3 bis 5  | 6 bis 10    | 8 bis 12     |
| Genähte Baumwolltuchriemen . . .     | 4fach    | ≥ 6fach     | ≥ 8fach      |
| Gewebte Baumwollriemen . . . . .     | normal   | doppelt     | extra        |
| Kamelhaarriemen . . . . .            | normal   | normal      | extra        |
| Balatariemen . . . . .               | 4fach    | ≥ 5fach     | ≥ 6fach      |
| Scheibendurchmesser (mm) . . . . .   | ≥ 400    | ≥ 600       | 800 bis 1000 |

Zur Verbindung der Riemenenden können, wie bei Fördergurten, aufgenähte Deckclaschen oder Riemenkralen benutzt werden. Ein

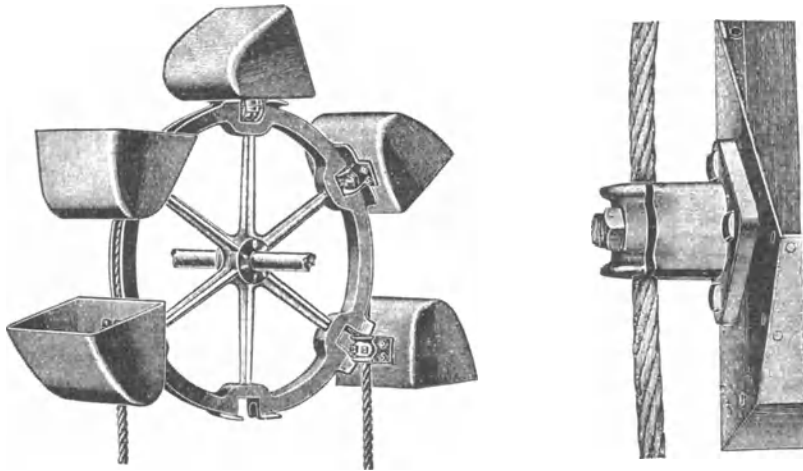


Abb. 282 und 283. Einzelheiten von Seilelevatoren.

billiges und ziemlich stoßfrei arbeitendes Mittel ist der Schienenverbinder (Abb. 286). Die geriffelten Schienen erstrecken sich über

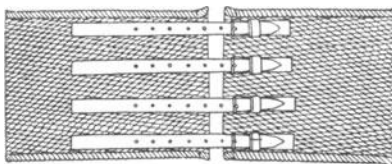


Abb. 284.  
Verbindung mit Schnellstrippen.

die ganze Gurtbreite und nehmen die aufgebogenen Riemenenden zwischen sich. Für Hanfgurte werden häufig Schnellstrippen angewandt, die den Gurt bequem zu verlängern oder verkürzen gestatten, so daß bei einfachen Ausführungen die Spannvorrichtung wegfallen kann

(Abb. 284). Baumwollriemen werden auch endlos gewebt geliefert.

Bei meinen Versuchen<sup>1)</sup> wurden die Diagramme Abb. 285 bis 287 aufgenommen, die klarstellen, bei welcher Verbindung der Übergang über die Schienen sich am ruhigsten vollzieht. Es zeigt sich, daß das Vernähen der zugespitzten Riemenenden bei weitem am

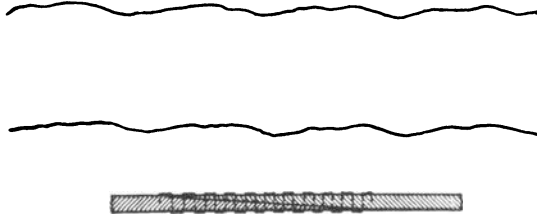


Abb. 285. Riemen genäht.

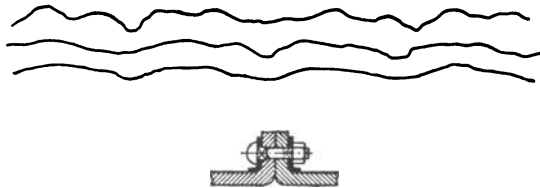


Abb. 286. Schienenverbinder.

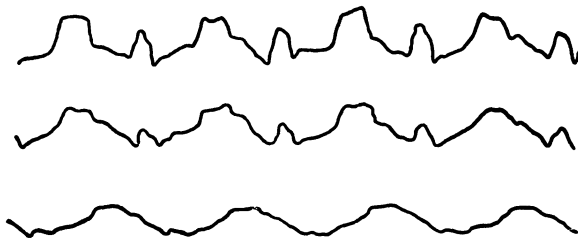


Abb. 287. Verbindung mit Decklasche.

Abb. 285 bis 287. Einfluß verschiedener Riemenverbindungen auf das Drehmoment der Antriebscheibe.

günstigsten ist. Darauf folgt der Schienenverbinder und schließlich die Verbindung mit Decklasche und Schrauben, bei der sich ausgesprochene Stöße bemerkbar machen. Ein irgendwie nennenswerter

<sup>1)</sup> Vergl. die Fußnote auf S. 64.  
Hanfstengel, Förderung I. 3. Aufl.

Einfluß auf den Gesamtkraftverbrauch war indessen bei wiederholten Proben nicht festzustellen.

Die Löcher für die Befestigungsschrauben müssen mittels Pfriemen in den Gurt eingestochen werden. Die von Kaniss empfohlenen runden und quadratischen Schraubenösen erhöhen die Widerstandsfähigkeit der Lochleibungen wesentlich.

Die Schrauben erhalten flache Köpfe, damit sie leicht über die Rollen laufen. In Abb. 288 ist der Kopf zur Erhöhung der Festig-



Abb. 288.



Abb. 289.

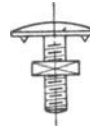


Abb. 290.

Abb. 288 bis 290. Schrauben zum Befestigen des Elevatorbeckers am Gurt.

keit mit Rippen versehen, so daß die Platte sehr dünn gehalten werden kann. Der Kopf ist geschlitzt und kann daher beim Anziehen der Mutter mit einem Schraubenzieher festgehalten werden. Ein viereckiger Schaftansatz verhindert die Drehung des in Abb. 289 abgebildeten Bolzens.

Für die Lebensdauer des Gurtes ist es, namentlich bei schweren Bechern, von Vorteil, wenn man den Schraubenköpfen Unterlagscheiben aus Leder gibt und auch zwischen Becher und Gurt ein Stück weichen Stoffes einlegt, da hierdurch die ungünstige Beanspruchung, welche die Verbindung beim Umlaufen der Scheibe erleidet, abgeschwächt wird.

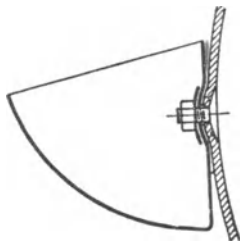


Abb. 291.  
Becherbefestigung mit versenkten Schrauben.

Abb. 291 zeigt eine Verbindung mit versenkten Schrauben und entsprechend eingepreßten Bechern nach H. Aug. Schmidt, die ein vollständiges Anliegen des Riemens an der Gurtscheibe ermöglicht.

### e) Das Elevatorgestell.

Das Gestell wird in Holz oder Eisen ausgeführt, zuweilen auch Kopf und Fuß in Eisen und die Umhüllung der senkrechten Stränge in Holz. Für leichte Stoffe, wie Getreide und gemahlene Körper, genügen Holzgestelle, doch wird mit Rücksicht auf Feuersicherheit — und bei beweglichen Elevatoren auf Gewichtersparnis — häufig Eisen vorgezogen.

Der Elevatorfuß (vergl. die folgenden Abbildungen) erhält, wenn aus Holz hergestellt, einfache rechtwinklige Formen, bei Ausführung in Eisen dagegen wird der Boden gewölbt. Je besser er sich dem Becherlauf anschmiegt, um so geringer wird der Schöpfwiderstand, und um so weniger Material bleibt am Schluß der Arbeit im Schöpftrog zurück. Das Fördergut wird durch ein Rohr so zugeführt, daß es den Bechern entgegenfließt.

Wenn möglich, sollte jedes Stück, sobald es in den Schöpftrog eintritt, von den Bechern gefaßt werden, ohne vorher zur Ruhe zu kommen, weil sonst das Eindringen der Becherkante und die Reibung bei der inneren Verschiebung des Materials einen beträchtlichen Arbeitsverlust verursachen. Speisevorrichtungen, die jedem Becher seine Ladung zumessen, sind daher für Elevatoren, die mit stückigem Fördergut arbeiten, von Vorteil. Bei Getreide ist der Schöpfwiderstand so gering, daß es sich nicht lohnt, besondere Vorkehrungen zu treffen.

Die Seitenschilder des Schöpftroges sind mit Türen zu versehen, die etwaige Verstopfungen zu beseitigen gestatten. Die Türen müssen zurückspringen, damit die Wand innen glatt bleibt. Der Boden kann so eingehängt werden, daß er sich nach Lösung einiger Schrauben herunterklappen und so eine gründliche Reinigung des Troges vornehmen läßt. Die Schilder sind dann durch Stehbolzen gegeneinander zu versteifen.

In Deutschland wird der Trog meist aus Blechen und Winkeln hergestellt, seltener aus Gußeisen. Im letzteren Falle werden die Seitenschilder in bestimmten Nummern für verschiedene Raddurchmesser und Becherausladungen gegossen und je nach der Becherbreite die Länge der Versteifungsbolzen und die Breite des eingelegten Bodenbleches geändert.

Die Spannvorrichtung, die gewöhnlich am Elevatorfuß angebracht ist, kann nach einer der früher für Schraubenspannung angegebenen Formen (z. B. Abb. 62) ausgeführt und angeschraubt oder mit den Schildern zusammengewossen werden.

Unruh & Liebig versehen ihre Gurtelevatoren mit einer Gewichtspannung, die schematisch in Abb. 292 skizziert ist. *G* ist das Spanngewicht, *D* der feste Drehpunkt des Spannhebels, in dem die Gurtscheibenwelle gelagert ist.

Die Bamag benutzt bei Kohlebecherwerken den Schöpftrog selbst als Spanngewicht, indem sie ihn an der Achse der unteren Ketten-

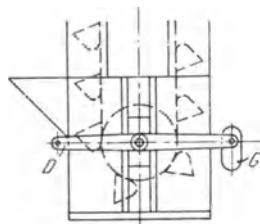


Abb. 292. Spannvorrichtung von Unruh & Liebig.

scheibe aufhängt und in Schlittenführungen am Gestell sich verschieben läßt<sup>1)</sup>.

Abb. 293 zeigt eine Ausführung der Link Belt Co. nach normaler amerikanischer Bauart. Bemerkenswert ist die Einkapselung

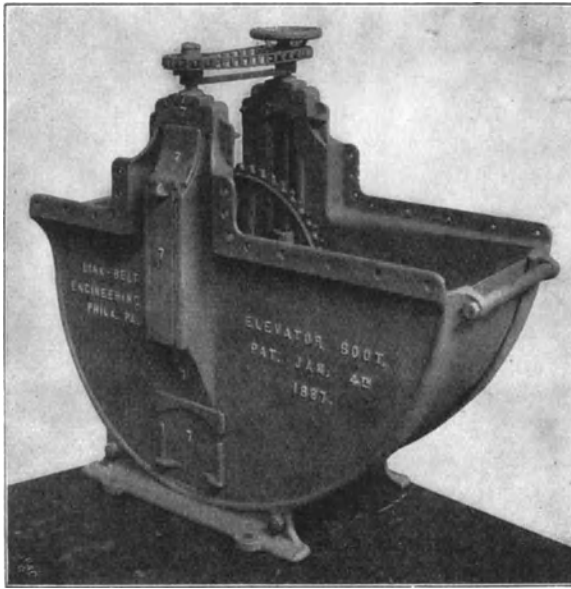


Abb. 293. Elevatorfußstück (Link Belt Co.).

der Spannvorrichtungen, deren Schrauben durch ein Kettengetriebe verbunden sind. Die Spindeln sind hohl und führen den Lagern das Öl zu. Die Seitenschilde stehen nicht parallel, sondern divergieren nach der Einlaufseite hin, wodurch die Bewegung der Becher erleichtert wird.

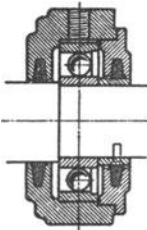


Abb. 294. Kugellager für Elevatoren (Eitle).

Die Lager der unteren Leitrolle haben nur geringen Druck aufzunehmen und können daher sehr einfach ausgeführt werden. Die Lagerflächen sollten indessen möglichst vor dem Staub, der sich im Schöpftrog entwickelt, geschützt werden.

Eitle verwendet durchweg Kugellager (Abb. 294), die durch Filzstreifen abgedichtet sind und mit Vaseline gefüllt gehalten werden sollen.

<sup>1)</sup> Vergl. Patentschrift 143717 und Dingler 1906, S. 321.

Um das Wühlen der Becher im Material zu verhindern und so Kraftverbrauch und Abnutzung zu reduzieren, lagert die genannte Firma die untere Rolle fest, so daß der Becher sowohl seitlich wie radial nur geringen Spielraum gegen den Trog besitzt.

Der Antrieb wird dabei, wenn möglich, nach unten gelegt. Bei dieser Anordnung muß die Hubkraft durch das leer abwärtsgehende Kettentrum geleitet werden, und die Kettenscheiben erhalten größere Belastung; doch ist es vorteilhaft, daß Klemmwiderstände, die beim Schöpfen auftreten, unmittelbar durch den Antrieb aufgenommen werden und nicht durch das fördernde Kettentrum übertragen zu

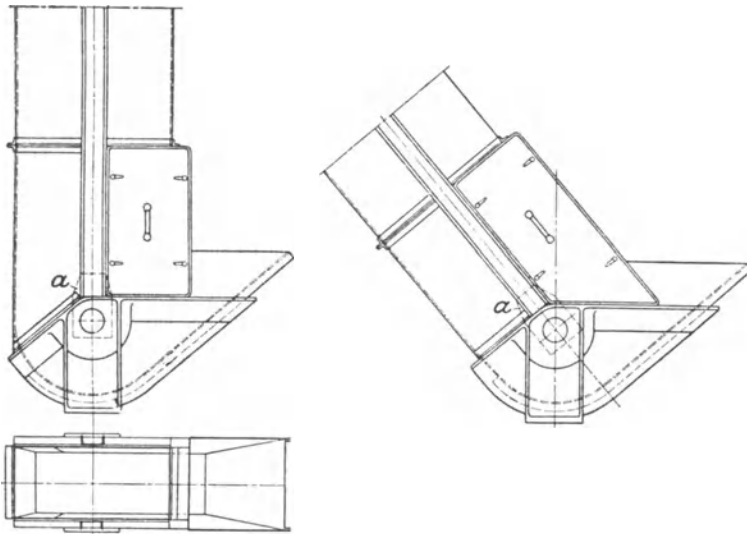


Abb. 295 bis 297. Normale Elevator-Fußstücke von Eitle.

werden brauchen. Die gußeisernen Seitenschilder der Schöpftröge sind von Eitle derart normalisiert, daß sie sich für senkrechte sowohl wie für geneigte Becherwerke verwenden lassen (Abb. 295 bis 297). Die  $\square$ -Eisen des Gerüsts sind durch das Knotenblech  $a$  mit den Seitenschildern verbunden und lassen sich um die Achsmittle schwenken, so daß für eine bestimmte Elevatorneigung nur die unteren Teile des Blechgehäuses angepaßt zu werden brauchen. Der Schöpftrög erweitert sich nach oben, so daß die Becher im Gehäuse nicht klemmen.

Günstiger als die Trogform nach Abb. 295 ist übrigens, wie durch meine Versuche nachgewiesen, diejenige nach Abb. 298, bei welcher der Boden des Zulaufes sich nicht tangential an den tiefsten Teil des Trogbodens anschließt, sondern ungefähr in der

Höhe der Kettenradachse an den bis hierher kreisförmig ausgebildeten Trogboden stößt. Die Schöpfarbeit ging bei dieser Form des Einlaufes um 35 bis 70 vH zurück. Welchen Einfluß das Bodenspiel besitzt, läßt Abb. 299 deutlich erkennen. Danach ist bei 70 mm Bodenspiel die Schöpfarbeit ungefähr 1,5 bis 2mal so groß wie bei 5 mm Spiel. — Dagegen zeigte es sich, daß kleinstückige Kohle von 6 bis 8 mm Kantenlänge bei 20 mm Bodenspiel einen größeren

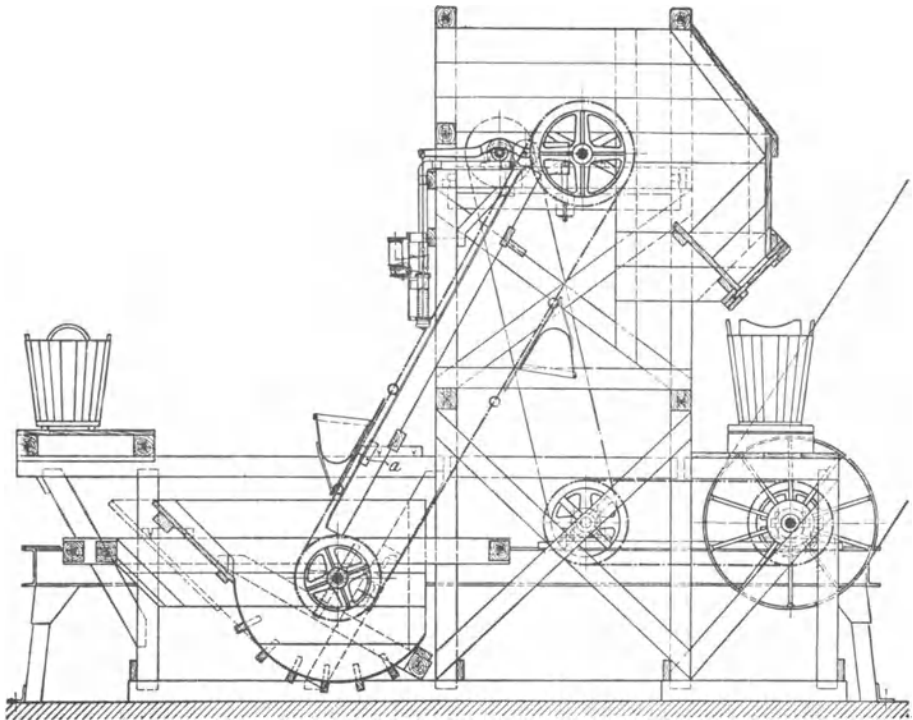


Abb. 298. Anordnung der Versuche über den Schöpfwiderstand.

Schöpfwiderstand ergab als bei 70 mm Spiel. Dies erklärt sich daraus, daß gerade bei 20 mm die kleinen Kohlenstückchen leicht eingeklemmt werden können, während bei größerem Spiel der Becher seine Füllung ziemlich glatt ausschneidet.

Für die Ausbildung des Schöpftroges und des Einlaufes ergeben sich demnach folgende Regeln: Das Bodenspiel sollte kleiner sein als die Seitenlänge des Fördergutes; bei feinem Material ist indessen auch ein Schöpfen aus dem Vollen zulässig, der Spielraum soll dann aber mindestens etwa das 5fache der Seitenlänge betragen. Der Einlauf ist so zu gestalten, daß der Becher nicht im Material wühlt,

sondern seinen Inhalt glatt herausschöpft, möglichst also nach Abb. 298. Damit das gewaltsame Zurückdrängen des Fördergutes ganz vermieden wird, empfiehlt es sich außerdem, wenigstens bei größeren Förderleistungen, selbsttätige Aufgabevorrichtungen einfacher Art anzuwenden (vergl. Abschnitt 17, c).

Diese Gesichtspunkte sind nicht allein mit Rücksicht auf den Kraftverbrauch wichtig, sondern noch mehr deshalb, weil durch ihre sorgfältige Beachtung die Abnutzung der arbeitenden Teile und die Zerstörung des Fördergutes ganz erheblich vermindert werden können.

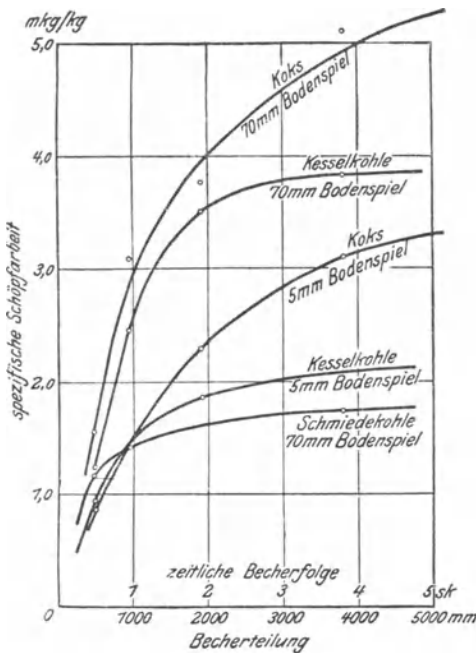


Abb. 299. Ergebnisse der Versuche über die Schöpfarbeit.

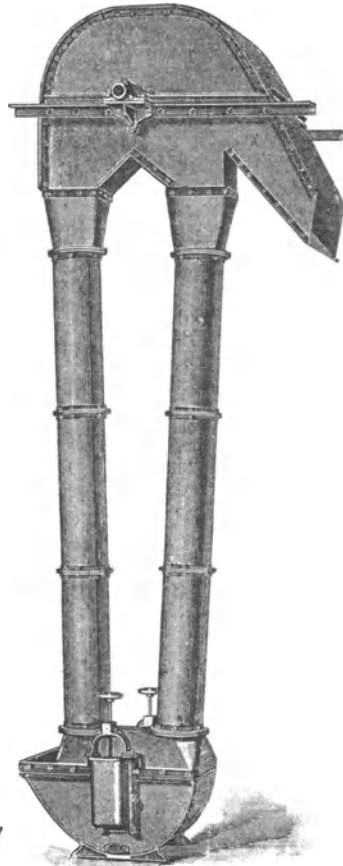


Abb. 300. Elevator mit Einkapselung.

Soll der Elevator vom Lager schöpfen, so fällt der Trog fort. Das Material rein vom Boden aufzuschöpfen, ist natürlich ziemlich schwierig, und es sind daher bereits verschiedene Vorschläge gemacht worden, um der Becherkante auf ein kurzes Stück eine der Lagerfläche angenähert parallele Bewegung zu erteilen, so z. B. nach der Anordnung von C. Kleinschmidt, Dortmund, nach Patent 192099.



Schiffselevatoren für Getreide erhalten statt des Troges ein Gitter, das die Becher vor der Berührung mit festen Teilen schützt, ohne den Zutritt des Getreides zu den Bechern zu verhindern.

Der Elevatorkopf wird so gestaltet, daß die Auswurfbahn frei bleibt. Bei Ausführung in Schmiedeeisen werden des besseren

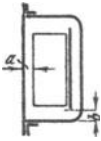


Abb. 301.

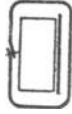


Abb. 302.

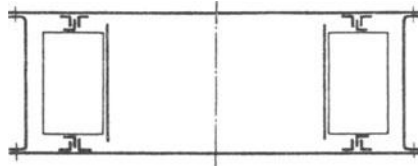


Abb. 303.

Aussehens wegen runde Formen bevorzugt (vergl. Abb. 300). Das Gehäuse pflegt nahe der Mittelebene der Welle geteilt zu sein. Am

unteren Teil ist auf einem kräftigen Träger die Antriebswelle, häufig auch eine Vorgelegewelle, gelagert. Das obere Stück wird als abnehmbare Haube ausgebildet, meist auch mit einer Tür versehen, welche den Auswurf zu beobachten gestattet.

Einkapselung des Kopfendes ist nur nötig, wenn beim Auswurf

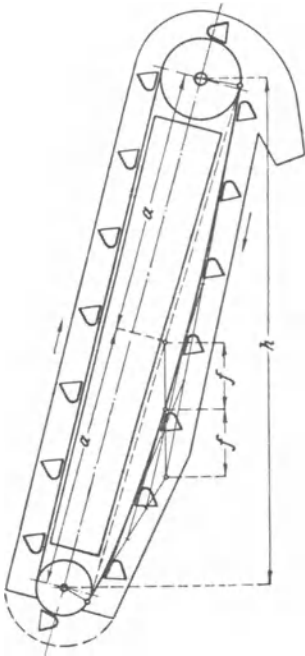
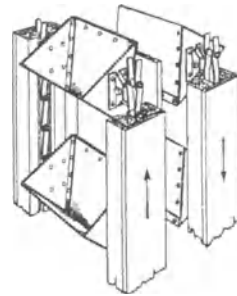


Abb. 304. Durchhang des leeren Becherstranges.

Abb. 305.  
Elevator mit Holzführungen.

Staub entsteht, wie bei Förderung von Getreide und Mahlprodukten. Dasselbe gilt betreffs der Umhüllung der beiden Kettenstränge, die aus zwei getrennten Rohren zu bestehen pflegt. Kreisrunde Rohre (Abb. 300) sind bei geeigneten Einrichtungen billig herzustellen,

finden sich aber in Deutschland selten. Reckteckige Rohre können nach Art der Abb. 301 ausgeführt werden. Der die □-förmige Rinne schließende Deckel ist aufgeschraubt und läßt sich behufs Revision leicht entfernen. Häufiger kommt der in Abb. 302 skizzierte Querschnitt vor, da er weniger Material und Nietarbeit beansprucht. Elevatoren von geringerer Höhe werden zweckmäßig im ganzen eingekapselt (Abb. 303<sup>1</sup>). Die Blechstärke pflegt 1 bis 2 mm zu betragen.

Wählt man die obere Gurtscheibe, um richtigen Abwurf zu erhalten, größer als die untere, so müssen die Rohre schräg abgeschlossen werden (Abb. 300). Bei Elevatoren, die verschiedene Lagen einnehmen können, wie Schiffselevatoren, sind sie dem Durchhang der Gurte entsprechend auszubauchen, wenn nicht die Becher an Winkeleisen geführt werden wie in Abb. 303.

Bezeichnet

$q_0$  das Gewicht von Strang und Bechern in kg/m,

$S$  die Gurtspannung an der unteren Rolle in kg,

so ist unter Beachtung der in Abb. 304 eingeschriebenen Bezeichnungen angenähert:

$$f = \frac{a^2 \cdot q_0}{8 \left( S + q_0 \frac{h}{2} \right)}.$$

Nach Bestimmung dieses Wertes können die Tangenten in den Endpunkten und darauf die ganze Parabel in bekannter Weise verzeichnet werden<sup>2</sup>). Da die Neigung sehr gering und daher der Bogen entsprechend flach zu sein pflegt, so ist Ersatz der Kettenlinie durch die Parabel zulässig. Die Umhüllung wird aus zwei oder drei geradlinigen Stücken zusammengesetzt, wie in der Abbildung angedeutet. Fällt die Ausbauchung zu stark aus, so ist die Spannung  $S$  zu erhöhen.

Findet auch eine Schrägstellung nach der anderen Seite hin statt, so muß für den beladenen Strang dieselbe Untersuchung durchgeführt werden.

Die beiden Rohre werden bei beweglichen Elevatoren durch eine leichte Winkelverkreuzung miteinander verbunden.

Elevatoren für nichtstäubende Güter laufen meist offen. Schöpftrog und Kopfscheibe sind entweder vollständig getrennt auf dem Fußboden bzw. einem vorhandenen Gerüst montiert oder durch ein Gestell aus Holz oder Eisen verbunden, welches Schwanken der

<sup>1</sup>) Vergl. die Zeichnung eines Elevators mit Krankette und Rollenführung der Becher in v. Hanffstengel, „Billig Verladen und Fördern“, 2. Aufl., S. 61.

<sup>2</sup>) Vergl. „Hütte“, Riemen- und Seilbetrieb.

Ketten verhindert und bei schräger Lage außerdem die zur Kettenachse senkrechte Komponente des Gewichtes aufzunehmen hat.

Für senkrechte Elevatoren ist die in Abb. 305 (Link Belt Co.) skizzierte Anordnung bestimmt, die der Kette gute Führung und Schutz gegen Verunreinigungen gewährt. Die vier L-Führungen sind in einem einfachen Holzgerüst angebracht zu denken.

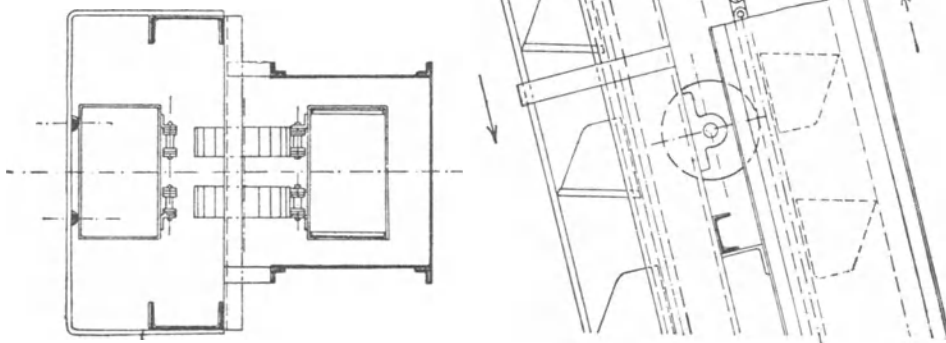


Abb. 306 und 307. Elevatorgerüst (ältere Bauart von Eitle).

In Abb. 306 und 307 werden die Gerüstträger durch zwei kräftige L-Eisen gebildet, auf denen die Achsen der Tragrollen für den fördernden Strang gelagert sind. Dieser ist mit einer Blechverschalung umgeben, die zum Schutz gegen herunterfallende größere Stücke dient. Beim Abstieg schleifen die Becherkanten an Halbrundeisen.

### Zahlentafel 13.

Becherwerke für kiesige Materialien mit kurzgliedrigen Kranketten, Stahlgußbechern und Rädervorgelege.

(G. Luther, Braunschweig.)

| Nr. | Becherbreite<br>(mm) | Leistung in Zementmehl rund<br>(t/st) | Becherwerk von 10 m Gesamthöhe |   |  | Gewicht für 1 m mehr oder weniger |                      |
|-----|----------------------|---------------------------------------|--------------------------------|---|--|-----------------------------------|----------------------|
|     |                      |                                       | Kraftverbrauch rund<br>(PS)    | Gewicht                                     |  | bei schmiedeeisernem Rohr<br>(kg) | bei Holzrohr<br>(kg) |
|     |                      |                                       |                                | wenn Gehäuse ganz aus Schmiedeeisen<br>(kg) | wenn Gehäuse und Fuß aus Schmiedeeisen, Rohre aus Holz<br>(kg) |                                   |                      |
| 1   | 120                  | 2,5                                   | 0,7                            | 1070  | 970  | 53                                | 41                   |
| 2   | 150                  | 4,0                                   | 1,0                            | 1320  | 1220   | 65                                | 53                   |
| 3   | 200                  | 8,0                                   | 1,5                            | 1770  | 1570   | 92                                | 80                   |
| 4   | 250                  | 10,0                                  | 1,8                            | 2100  | 2000   | 105                               | 93                   |
| 5   | 300                  | 15,0                                  | 2,0                            | 2300  | 2200   | 105                               | 103                  |
| 6   | 350                  | 22,0                                  | 3,0                            | 2630  | 2530   | 140                               | 128                  |

**Zahlentafel 14.**

Gurtbecherwerke für Mahlprodukte  
mit Bechern aus Stahlblech, Holzgehäuse und Riemenscheibenantrieb.  
(G. Luther, Braunschweig.)

| Nr. | Becher-<br>breite<br>(mm) | Gurt-<br>scheiben-<br>durch-<br>messer<br>(mm) | breite<br>(mm) | Leistung in<br>Zementmehl<br>(t/st) | Kraftbe-<br>darf rund<br>(PS) | Gewicht eines<br>Becherwerks<br>von 10 m<br>Höhe rund<br>(kg) | Gewicht für<br>1 m mehr<br>oder weniger<br>rund<br>(kg) |
|-----|---------------------------|--|----------------|-------------------------------------|-------------------------------|---|---|
| 1   | 80                        | 360  | 100            | 1,5                                 | 0,3                           | 345   | 25  |
| 2   | 110                       | 440  | 135            | 2,5                                 | 0,5                           | 390   | 28  |
| 3   | 130                       | 500  | 150            | 3,0                                 | 0,7                           | 450   | 32  |
| 4   | 160                       | 510  | 180            | 4,0                                 | 1,0                           | 480   | 37  |
| 5   | 200                       | 520  | 230            | 8,0                                 | 1,5                           | 560   | 58  |
| 6   | 260                       | 750  | 280            | 10,0                                | 1,8                           | 720   | 58  |

**d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.**

Bei Wahl der Arbeitsgeschwindigkeit ist Rücksicht zu nehmen auf:

1. die Füllung der Becher,
2. die Entleerung der Becher,
3. das Zugmittel,
4. Massenwirkungen.

Das Schöpfen des Fördergutes kann bei mehligem und feinkörnigem Material mit Geschwindigkeiten bis zu etwa 3 m/sek geschehen, indessen nehmen der Schöpfwiderstand und die Abnutzung der Becher mit der Geschwindigkeit zu. Nußkohle kann mit etwa 1,2, Kohle mittlerer Stückgröße mit 0,6 m/sek geschöpft werden, während hartes und großstückiges Material Ermäßigung der Geschwindigkeit auf 0,3 m/sek, gegebenenfalls auch noch darunter, fordert. Durch zweckmäßig gebaute Aufgabevorrichtungen läßt sich das Schöpfen sehr erleichtern und die Anwendung höherer Geschwindigkeit ermöglichen.

Die Rücksicht auf die Entleerung der Becher übt nur bei rasch laufenden Elevatoren einen Einfluß auf die Wahl der Geschwindigkeit aus, wie oben erläutert wurde. Mit der vielfach angewandten, auch in der „Hütte“ wiedergegebenen Gleichung

$$v = 2\sqrt{D} \dots \dots \dots (37)$$

ist mit den auf S. 128 benutzten Bezeichnungen

$$a = \frac{gr_i^3}{\eta^2} = 1,23 r_i.$$

In der Regel wird also bei dieser Annahme  $a$  zwischen  $r_i$  und  $r_a$  liegen, die Entleerung also z. T. über die äußere, z. T. über die innere Becherkante erfolgen. Nimmt man dagegen, um die Entleerung nur nach außen sich vollziehen zu lassen und durch Anwendung hoher Geschwindigkeit große Leistung zu erzielen, etwa  $a = 0,9r_i = 0,45D$ , so folgt

$$\frac{gr_i^2}{v^3} = 0,9r_i,$$

$$v = \sim 2,35\sqrt{D} \dots \dots \dots (38)$$

Diese Gleichungen ergeben für

|         | $D = 500$  | $600$  | $700$  | $800$  | $900$  | $1000$ | $1100$ | $1200$ mm    |
|---------|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------------|
| Glg. 37 | $v = 1,41$ | $1,55$ | $1,67$ | $1,79$ | $1,90$ | $2,00$ | $2,10$ | $2,20$ m/sek |
| „ 37    | $n = 54$   | $49$   | $46$   | $43$   | $40$   | $38$   | $36$   | $35$ u/min   |
| „ 38    | $v = 1,66$ | $1,82$ | $1,96$ | $2,10$ | $2,23$ | $2,35$ | $2,46$ | $2,57$ m/sek |
| „ 38    | $n = 64$   | $58$   | $54$   | $50$   | $47$   | $45$   | $43$   | $41$ u/min   |

Die Rücksicht auf ruhigen Lauf des Zugmittels kann nur bei Kettenelevatoren zur Geltung kommen, pflegt indessen die Wahl der Geschwindigkeit nicht ausschlaggebend zu beeinflussen.

Auf Massenwirkungen ist bei sehr langen Förderern, insbesondere bei solchen mit langen wagerechten Strängen und großer Kettenteilung, Rücksicht zu nehmen. Näheres darüber findet sich auf S. 33 f. und im nächsten Abschnitt.

Die Förderleistung ergibt sich, wenn bezeichnet:

- $i$  den Inhalt eines Bechers in Litern,
- $a$  den Abstand der Becher in Metern,
- $\varphi$  den Füllungsgrad der Becher,

zu:

$$Q = 3,6 \cdot \varphi \cdot \frac{i}{a} \cdot \gamma \cdot v \text{ (t/st)} \dots \dots \dots (39)$$

Hierin kann im Durchschnitt gesetzt werden:

- für Mahlprodukte  $\dots \dots \dots \varphi = 0,8$  bis  $1,0$ ,
- für Getreide bei mittlerer Geschwindigkeit  $\dots \varphi = 0,75$  bis  $0,9$ ,
- (bei hoher Geschwindigkeit weniger),
- für Kohle geringer Stückgröße  $\dots \dots \dots \varphi = 0,6$  bis  $0,7$ ,
- für großstückige Kohle  $\dots \dots \dots \varphi = 0,4$  bis  $0,5$ ,
- beim Vorhandensein einer geeigneten Speisevorrichtung mehr.

Ist die Leistung gegeben, und sind  $\varphi$  und  $v$  durch die Natur des Fördergutes und die in Aussicht genommene Bauart festgelegt, so müssen noch  $i$  und  $a$  festgestellt werden. Häufig ergeben sich die Abmessungen des Bechers aus denen der vorkommenden größten Stücke, und es ist dann die Becherteilung aus Gleichung 39 zu be-

stimmen. Andernfalls muß ermittelt werden, ob zahlreiche kleine oder wenige große Becher — die letzteren bedingen ein breiteres Elevatorgehäuse und fordern stärkere Ketten, da der Schöpfwiderstand ungünstiger wirkt — den niedrigsten Gesamtpreis ergeben. Auch Gewicht und Raumbedarf sind in Rücksicht zu ziehen. Der geringste zulässige Becherabstand wird durch die Rücksicht auf störungsfreies Ausschütten festgelegt. Als Anhalt mag die Angabe dienen, daß die Teilung meist etwa das Zwei- bis Dreifache der Höhe der Becherrückwand beträgt, falls die Becher nicht so geformt sind, daß sie unmittelbar aneinandergesetzt werden können (Schüttrinnenbecher). Bei großstückigem Fördergut kommen Abstände bis zu 1 m vor.

Beispiel. Ein Elevator soll gemischte Kohle, in der Würfel von 80 mm Seitenlänge häufig, vereinzelt auch solche von 120 mm Seitenlänge vorkommen, bei einer Stundenleistung von 15 t heben. Die Becher schöpfen aus einem Troge, dem die Kohle von einem größeren Behälter aus zufließt, ohne Regelung durch einen Speiseapparat.

Bei dieser Art der Materialzuführung kann die Geschwindigkeit höchstens 0,5 m/sek betragen; der Füllungsgrad werde zu 0,6 angenommen. Damit die Füllung ohne Schwierigkeit vor sich geht, müssen die Becher mindestens etwa die in Abb. 308 angegebenen Abmessungen bei 300 mm Breite erhalten, entsprechend einem Becherinhalt von rund 6,5 l.

Mit  $\gamma = 0,8$  ergibt sich:

$$a = \frac{3,6 \cdot 0,6 \cdot 6,5 \cdot 0,8 \cdot 0,5}{15} = 0,374 \text{ m.}$$

Dieser Becherabstand ist für die Ausschüttung zu gering. Auch erscheint im Interesse des Schöpfens ein größerer Becherinhalt sehr wünschenswert. Gewählt wird daher  $a = 0,75 \text{ m}$ , womit sich  $i$  doppelt so groß ergibt, so daß die neuen Becherabmessungen durch Multiplikation mit  $\sqrt[3]{2}$  gefunden werden können.

Ob eine weitere Vergrößerung des Abstandes zweckmäßig ist, läßt sich erst beim Durchbilden des ganzen Becherwerkes ermitteln.

Einigen Anhalt für die Wahl der Abmessungen von Elevatoren können die folgenden Zahlentafeln geben

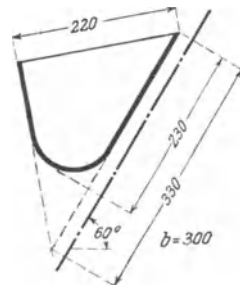


Abb. 308. Becher von 6,5 l Inhalt.

**Zahlentafel 15.**  
Elevatoren für Kohle und Koks.

| Becherbreite<br>(mm) | Becherinhalt<br><i>i</i><br>(l) | Becher-<br>abstand <i>a</i><br>(m) | Leistung in Kohle<br>(t/st), wenn<br>$v = 0,4$ m/sek<br>$\varphi = 0,5$<br>$\gamma = 0,8$ | Leistung in Koks<br>(t/st), wenn<br>$v = 0,5$ m/sek<br>$\varphi = 0,5$<br>$\gamma = 0,45$ |
|----------------------|---------------------------------|------------------------------------|---|---|
| 400                  | 15                              | 1,0                                | 8,5   | 6   |
| 450                  | 25                              | 0,9                                | 16  | 11  |
| 500                  | 40                              | 0,8                                | 29  | 20  |
| 600                  | 60                              | 0,7                                | 49  | 35  |
| 700                  | 80                              | 0,7                                | 66  | 46  |
| 800                  | 100                             | 0,7                                | 82  | 58  |

**Zahlentafel 16.**

Elevatoren für Getreide mit unmittelbar aufeinander-  
folgenden Bechern (H. Aug. Schmidt, Wurzen).

| Abmessungen des<br>Bechers |           | Leistung <i>V</i> (cbm/st), wenn $v$ (m/sek) = |      |      |      |      |      |
|----------------------------|-----------|--|------|------|------|------|------|
| Breite (mm)                | Höhe (mm) | 1,67   | 1,83 | 2,00 | 2,17 | 2,33 | 2,50 |
| 100                        | 100       | 19   | 21   | 23   | 25   | 26   | 28   |
| 100                        | 125       | 21   | 23   | 25   | 27   | 29   | 31   |
| 125                        | 125       | 25   | 27   | 30   | 32   | 35   | 37   |
| 150                        | 125       | 29   | 32   | 35   | 38   | 41   | 44   |
| 150                        | 150       | 32   | 35   | 38   | 42   | 45   | 48   |
| 175                        | 150       | 39   | 43   | 47   | 51   | 55   | 59   |
| 200                        | 150       | 46   | 51   | 56   | 60   | 65   | 70   |
| 250                        | 150       | 57   | 63   | 69   | 74   | 80   | 86   |

**Zahlentafel 17.**

Leistungen normaler Getreideelevatoren  
(Gebr. Weismüller).

|   |     |     |     |     |     |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|
| Durchmesser der Gurtscheiben (mm) . . .   | 300 | 400 | 500 | 700 | 900 |
| Breite der Gurtscheiben (mm) . . . . .    | 100 | 120 | 150 | 180 | 250 |
| Umdrehungen in 1 Minute . . . . .         | 65  | 50  | 40  | 30  | 25  |
| Anzahl Becher auf 10 Meter Gurt . . . . . | 30  | 30  | 25  | 25  | 20  |
| Stündliche Leistung (cbm) . . . . .       | 4   | 5   | 7   | 9   | 15  |

Bei Bestimmung des Kraftverbrauchs (Bezeichnungen s. S. 1 und 2) ist zu berücksichtigen:

1. Die Hubarbeit

$$N_1 = \frac{Q \cdot H}{270}.$$

Werden der senkrecht gemessene Achsenabstand mit *A*, die Rollen-

durchmesser oben und unten mit  $D_1$  und  $D_2$  bezeichnet, so ist angenähert zu setzen:

$$H = A + \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

2. Die Zapfenreibung der Antriebs- und Leitrollen.

Der Reibungskoeffizient sei, wie früher, gesetzt:

für Fettschmierung:  $\mu = 0,15$  bis  $0,20$

„ Ringschmierung:  $\mu = 0,10$  bis  $0,15$ .

3. Bei geneigten Elevatoren die Gleit- bzw. Stützrollenreibung.

Die Gleitstücke und Laufrollen werden mit durch den Schöpf-trog gezogen und verschmutzen daher sehr stark. Es sind daher mindestens dieselben Werte wie für Kratzer einzusetzen, nämlich:

für Gleitstützung . . .  $w (= \mu) = 0,15$  bis  $0,20$

„ Laufrollenstützung .  $w = \frac{1}{20}$  bis  $\frac{1}{15}$

„ feste Tragrollen . . .  $w = \frac{1}{30}$  bis  $\frac{1}{20}$ .

4. Der Biege widerstand der Ketten oder Gurte an den Antriebs- und Leitrollen.

Für Ketten gilt:  $W = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2)$

mit  $\mu = \sim 0,4$ , da die Ketten sehr verschmutzen. Die höheren Werte gelten für breite Laschen und seitlich liegende Ketten. Für Gurte sind die in Abschnitt 6d, S. 103, angegebenen Versuchswerte einzusetzen.

5. Der Schöpfwiderstand.

Über die Abhängigkeit des Schöpfwiderstandes von den verschiedenen Faktoren, die darauf irgend von Einfluß sein können, habe ich ziemlich ausführliche Versuche angestellt. Dabei wurde durch Planimetrierung der aufgenommenen Widerstands-Diagramme nach Abzug aller Nebenwiderstände die „spezifische Schöpfarbeit“ ermittelt, d. h. diejenige Arbeit in Meterkilogramm, die zum Schöpfen von 1 kg Material aufgewendet werden muß. Es ergab sich Folgendes:

Der Füllungsgrad beeinflusst die Schöpfarbeit verhältnismäßig wenig. Erst wenn der Becher überfüllt ist, die Füllung also über 100 vH steigt, tritt ein erhebliches Anwachsen ein, offenbar hauptsächlich hervorgerufen durch Verluste infolge Zurückfallens des bereits geschöpften Materials.

Die Umfangsgeschwindigkeit beeinflusst die Schöpfarbeit ziemlich stark. Bei ungefähr 0,7 m/sek weisen die Kurven für alle



Abb. 309 bis 313. Abhängigkeit der spezifischen Schöpfarbeit von der Geschwindigkeit. Die Kurven gelten für Becher mit Rückenbefestigung.

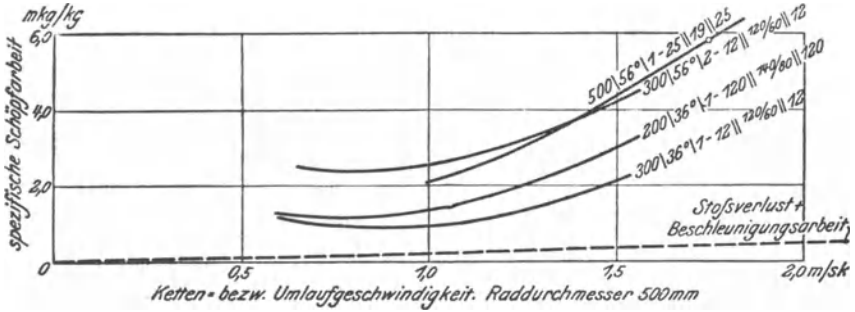


Abb. 309. Kurven für Getreide.

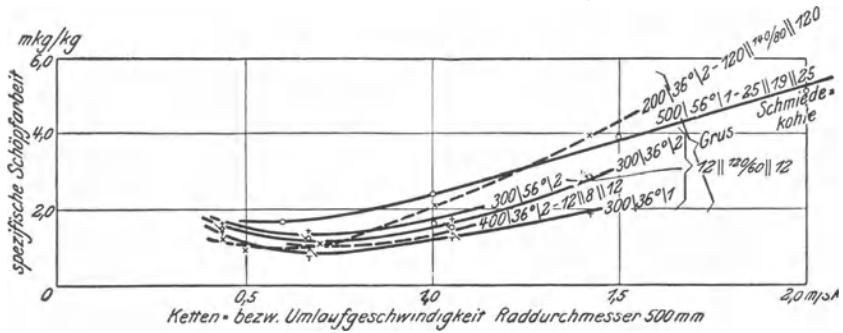


Abb. 310. Kurven für Schmeldekohle (6 bis 8 mm) bzw. Kehlengrus.

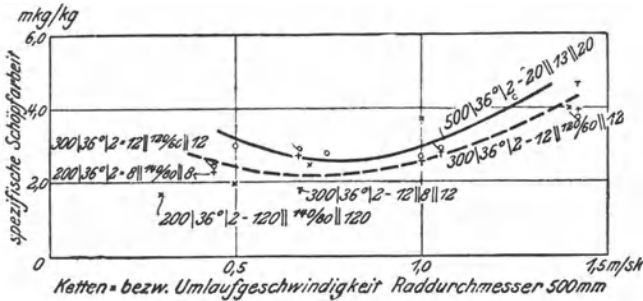


Abb. 311. Kurven für Kesselkohle.

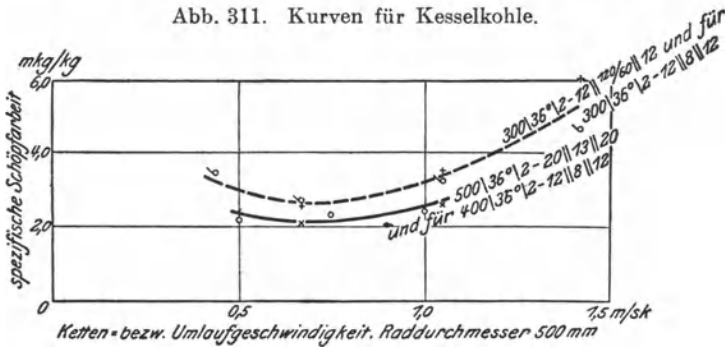


Abb. 312. Kurven für Würfelkohle.

Materialien ein Minimum auf, um dann wieder anzusteigen (vergl. Abb. 309 bis 313). Zu erklären ist dies daraus, daß bei geringer Geschwindigkeit eine Annäherung an die Reibungsverhältnisse der Ruhe eintritt, bei hoher Geschwindigkeit dagegen die Stoßverluste und die Beschleunigungsarbeit sich geltend machen und außerdem eine stärkere Materialschleuderung stattfindet, so daß, wie bei Überfüllung, die Schöpfarbeit für eine größere Menge Fördergut geleistet werden muß, als dem Ergebnis der Förderung entspricht.

Mit zunehmender Becherteilung (räumlicher bzw. seitlicher Becherentfernung) wächst zunächst, wie aus Abb. 299 (S. 151) her-

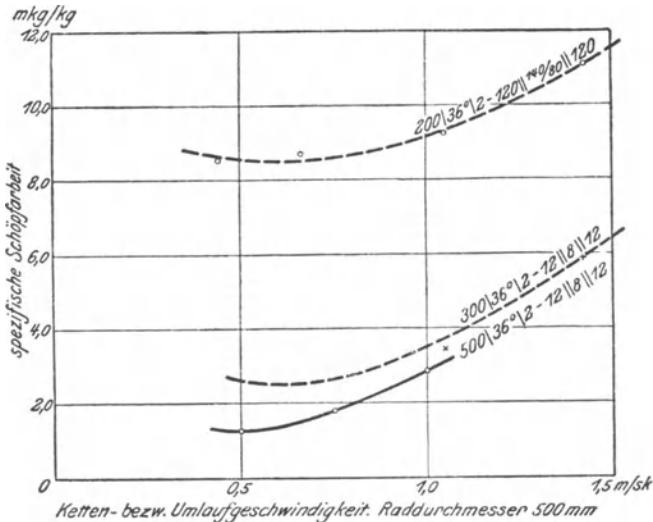


Abb. 313. Kurven für Koks.

vorgeht, die Schöpfarbeit sehr schnell. Später biegt die Kurve in einen mehr wagerecht verlaufenden Ast um. Dies wird dann eintreten, wenn das Fördergut zwischen zwei aufeinanderfolgenden Bechern Zeit findet, den beim Schöpfen geschaffenen Hohlraum auszufüllen und den Zustand der Ruhe wiederherzustellen. Bei rascher Becherteilung wird also ein Teil der Schöpfarbeit gespart.

Die Art der Befestigung des Bechers an der Kette hat einen gewissen Einfluß auf den Verlauf des Schöpfvorganges, wie aus Abb. 314 hervorgeht, wo die Kurve *a* den Kraftverlauf für Rückenbefestigung (vergl. Abb. 264 bis 266), Kurve *b* den für Schwerpunktbefestigung (vergl. Abb. 272) wiedergibt. Die Kurve *b* wächst zwar infolge der mangelnden Nachgiebigkeit des Bechers rascher an, steigt aber nicht so hoch und fällt auch wieder rascher als Kurve *a*. Bei dieser tritt im weiteren Verlauf noch eine Spitze

auf, in dem Augenblick, wo der Becher beim Auflaufen auf die obere Rolle plötzlich aus der Geschwindigkeit der Kette in diejenige übergeht, die dem Abstand des Schwerpunktes von der Drehachse entspricht. Durch besondere Versuche wurde festgestellt, daß diese Verluste ziemlich hoch sind, erheblich größer, als dem rechnerisch zu ermittelnden Arbeitsverlust entspricht. Sie sind aber in den hier gefundenen Ergebnissen bereits enthalten. Daß der wagerechte Teil der Kurve *b* höher liegt als der entsprechende Teil der Kurve *a*, rührt von der höheren Becherbelastung her. Die spezifische Schöpfarbeit ist bei Schwerpunktbefestigung im Durchschnitt ungefähr 40 vH geringer als bei Rückenbefestigung.

Die Form der Becher und die Ausführung der Schöpfkante beeinflussen naturgemäß ebenfalls den Schöpfwiderstand. Je kleiner der Schöpfungswinkel und je dünner oder spitzer die Schöpfkante ist, um so leichter schöpft der Becher.

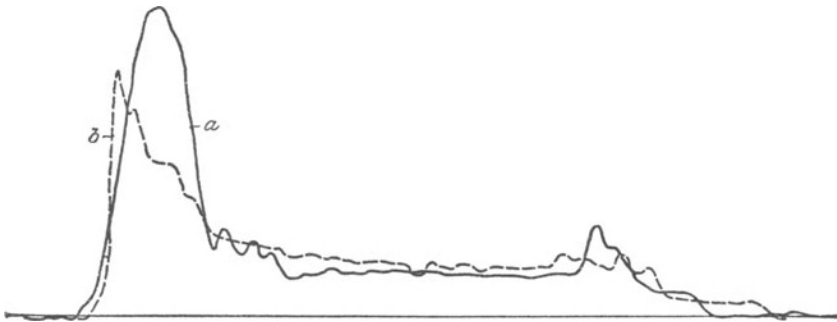


Abb. 314. Vergleich zwischen den Schöpfarbeiten bei einem Becher mit Rückenbefestigung (*a*) und einem solchen mit Seiten-(Schwerpunkt-)befestigung (*b*).

Fördergut: Getreide,  $v = 1$  m/sek, Bechereinlaufwinkel =  $56^\circ$ ,  
Becherinhalt für *a* 16,7 kg, für *b* 18,1 kg.

Die Breite der Becher hat keinen nachweisbaren Einfluß auf die Schöpfarbeit, ebensowenig der seitliche Zwischenraum zwischen Becher und Trog.

Der Einfluß der Form des Bechertroges und des Einlaufes ist bereits oben ausführlich besprochen worden.

In Abb. 309 bis 313 sind für fünf verschiedene Materialien und für verschiedene Becher- und Trogformen Versuchswerte zusammengestellt, und zwar in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Bestimmte Zahlenwerte für alle möglichen Ausführungen zu geben, ist natürlich ganz unmöglich. Doch gestatten die Kurven unter Zuhilfenahme der oben gemachten weiteren Angaben über den Einfluß der einzelnen Faktoren wenigstens eine angenäherte Abschätzung der Schöpfarbeit.

Die bei den Kurven angegebenen Bezeichnungen sind folgendermaßen zu verstehen. Beispielsweise:

|                   |                  |                  |                  |
|-------------------|------------------|------------------|------------------|
| 300               | 36°              | 2                | 1                |
| Becherbreite (mm) | Schöpfungswinkel | mit Verstärkung  | ohne Verstärkung |
|                   |                  | der Schöpfkante  |                  |
| 12                | 8                | 12               |                  |
| Seitenspiel (mm)  | Bodenspiel (mm)  | Seitenspiel (mm) |                  |

Beispiel. Becherwerk für Kohle von etwa 5 cm Kantenlänge, Stundenleistung 15 t, senkrechte Achsenentfernung 10 m, Neigung 60°.

Geschwindigkeit  $v = 0,5$  m/sek, Becherinhalt  $i = 13$  l, Füllungsgrad  $\varphi = 0,6$ ,  $\gamma = 0,8$ , daher Becherabstand:

$$a = \frac{3,6 \cdot 0,6 \cdot 13 \cdot 0,8 \cdot 0,5}{15} = 0,75 \text{ m.}$$

|  |                         |
|--|-------------------------|
| Gewicht einer Becherfüllung . . .          | 0,6 · 13 · 0,8 = 6,3 kg |
| „ eines Bechers bei 4 mm Blechstärke,      |                         |
| mit Randeinfassung und Rollen . . . . .    | 23 „                    |
| Gewicht von 1 lfd. m des doppelten Ketten- |                         |
| stranges . . . . .                         | 16 „                    |
| Durchmesser der Kettenräder . . . . .      | 500 mm                  |

Die Stützung geschehe durch Laufrollen.

1. Die Hubarbeit ist

$$N_1 = \frac{15(10 + 0,5)}{270} = 0,59 \text{ PS.}$$

2. Für die Belastung der oberen Rolle kommt die senkrechte Achsenentfernung, also eine Kettenlänge von  $2A + \pi \cdot D = 21,6$  m in Betracht. Die Belastung beträgt:

$$21,6 \left( 16 + \frac{23}{0,75} \right) + 10,8 \frac{6,3}{0,75} = 1100 \text{ kg.}$$

Die Spannvorrichtung übe einen Zug von etwa 200 kg aus, der sowohl oben wie unten auf die Lager wirkt, so daß die Gesamtbelastung beider Rollen 1500 kg beträgt.

Mit  $\frac{d}{D} = \frac{1}{7}$  und  $\mu = 0,2$  (für Fettschmierung) folgt der Zapfenreibungswiderstand

$$W_2 = 1500 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{7} = 43 \text{ kg}$$

und

$$N_2 = \frac{43 \cdot 0,5}{75} = 0,29 \text{ PS.}$$

3. Die Länge des von Rollen getragenen Stranges ist auf jeder Seite rund 10 m, sein Gewicht also:

$$2 \cdot 10 \left( 16 + \frac{23}{0,75} \right) + 10 \frac{6,3}{0,75} = 1020 \text{ kg}$$

und mit  $w = \frac{1}{15}$ :

$$W_3 = 1020 \cdot \cos 60^\circ \cdot \frac{1}{15} = 34 \text{ kg}$$

$$N_3 = \frac{34 \cdot 0,5}{75} = 0,23 \text{ PS.}$$

4. Biegewiderstand der Ketten:

$$W_4 = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2) = \sim 0,7 \frac{12}{500} 1600 = 27 \text{ kg}$$

$$N_4 = \frac{27 \cdot 0,5}{75} = 0,18 \text{ PS.}$$

5. Schöpfwiderstand:

Nach den Diagrammen wird man für 0,5 m/sek und nicht besonders günstige Einlaufverhältnisse mit einer spezifischen Schöpfarbeit von 3 mkg rechnen müssen. Die erforderliche Arbeitsleistung ist also:

$$N_5 = 3 \cdot \frac{15000}{3600} \cdot \frac{1}{75} = 0,17 \text{ PS.}$$

Demnach ist  $\Sigma N = 1,46$  PS und der Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis von Hubarbeit zur Gesamtarbeit

$$\eta = \frac{0,59}{1,46} = 0,40.$$

Wird der Wirkungsgrad des Vorgeleges auf 0,75 geschätzt, so ergibt sich die Motorstärke zu 2 PS. Bei starkem Verschmutzen des Elevators können sich die Widerstände noch erhöhen, weshalb es sich empfiehlt, einen Motor einzubauen, der bis zu 2,5 PS im Dauerbetriebe leisten kann.

#### e) Anwendbarkeit.

Die Becherwerke mit anderen stetig arbeitenden Förderern in Bezug auf Anwendbarkeit zu vergleichen, ist kaum möglich, da sie das einzige stetig wirkende Fördermittel darstellen, das senkrecht oder in Steigungen von mehr als  $45^\circ$  arbeiten kann.

In allen Fällen, wo die wagerechte Bewegung gegen die senkrechte zurücktritt, werden daher Becherwerke angewandt, wenn man von vereinzelt Versuchen, sie durch Bänder zu ersetzen, absieht<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Vergl. S. 107.

Becherwerke sind bereits bis zu sehr bedeutenden Hubhöhen ausgeführt worden. Bei schnellaufenden Becherwerken macht dies keine Schwierigkeit, weil auch bei großer Leistung die Belastung, auf die Längeneinheit bezogen, gering ist und das Zugorgan daher ohne Schwierigkeit stark genug ausgeführt werden kann, um das Gewicht des fördernden Stranges zu tragen. Zur Vereinfachung der Anlage und des Betriebes der gesamten Fördereinrichtung wird daher häufig der Elevator so hoch geführt, daß durch ein geneigtes

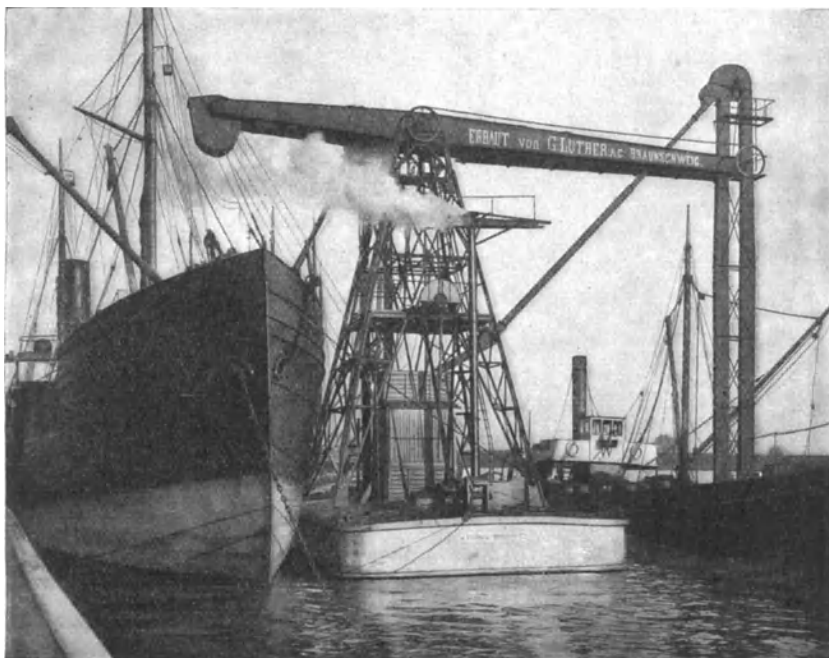


Abb. 315. Schwimmender Schiffselevator von Luther.

Fallrohr das Material über nicht unerhebliche wagerechte Wegstrecken befördert werden kann. Dieser Fall tritt z. B. bei Schiffselevatoren ein, wie Abb. 315 verdeutlicht, die einen schwimmenden Getreideelevator zeigt, der zum Überladen aus Flußschiffen in Seeschiffe dient. Hätte man für die Beförderung vom Elevator bis zu der auf dem Schwimmkörper aufgestellten Wage ein Förderband benutzt, so hätte der Elevator nur einen Teil der jetzigen Länge erhalten. Für die Konstruktion des Getreideelevators selbst fällt dieses Mehr an Hubhöhe nicht sehr ins Gewicht; wohl aber wird der Aufbau des Gerüstes dadurch beeinflußt, was sich aus einem Vergleich mit Abb. 316 ergibt. Bei diesem — gleichfalls schwim-

menden — Elevator, dessen Ausleger nicht nur senkrecht schwingbar, sondern auch wagerecht drehbar ist, ist auf dem Ausleger ein Gurtförderer eingebaut. Der Angriffspunkt des Auslegers liegt infolgedessen wesentlich tiefer, so daß es möglich ist, ihn durch einen Flaschenzug von der Spitze des Gerüsts aus zu fassen, während in Abb. 315 der Elevator an einem starken, mit Gegengewicht versehenen zweiarmigen Hebel aufgehängt ist.

Auch der an Land parallel zum Speicher fahrbare Schiffselevator für Säcke nach Abb. 317 und 318, der ungewöhnlich große Ausladung

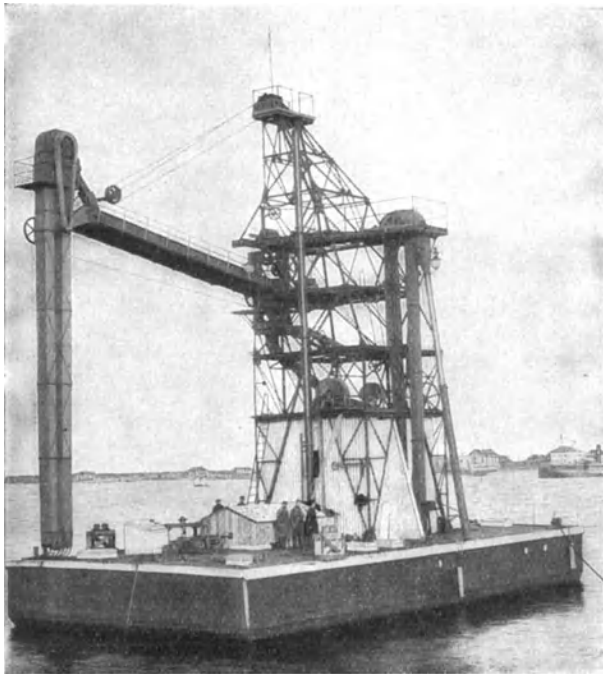


Abb. 316. Schwimmender Schiffselevator mit drehbarem Bandausleger von Luther.

aufweist, hat einen verhältnismäßig niedrigen Elevator mit Bandausleger<sup>1)</sup>.

Bei schweren Becherwerken für Kohle wird durch die Mehrbelastung der Kette, die sich bei großer Hubhöhe ergibt, die Ausführung des Elevators wesentlich beeinflusst.

Von besonderer Bedeutung ist die Frage der technisch und wirtschaftlich mit Vorteil anwendbaren Hubhöhe für die Einführung von Schachtelevatoren bei Bergwerken, die neuerdings be-

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 1241.

deutende Fortschritte gemacht hat. Bei den üblichen Seilförderungen treten bekanntlich durch das häufige Anlassen große Beschleunigungsverluste ein, die den Wirkungsgrad herabdrücken. Auch muß die ganze Förderanlage der Beschleunigungskräfte wegen sehr viel kräftiger ausgeführt werden, als den ruhenden Kräften entspricht. Andererseits ist die große Arbeitsgeschwindigkeit der Seilförderungen

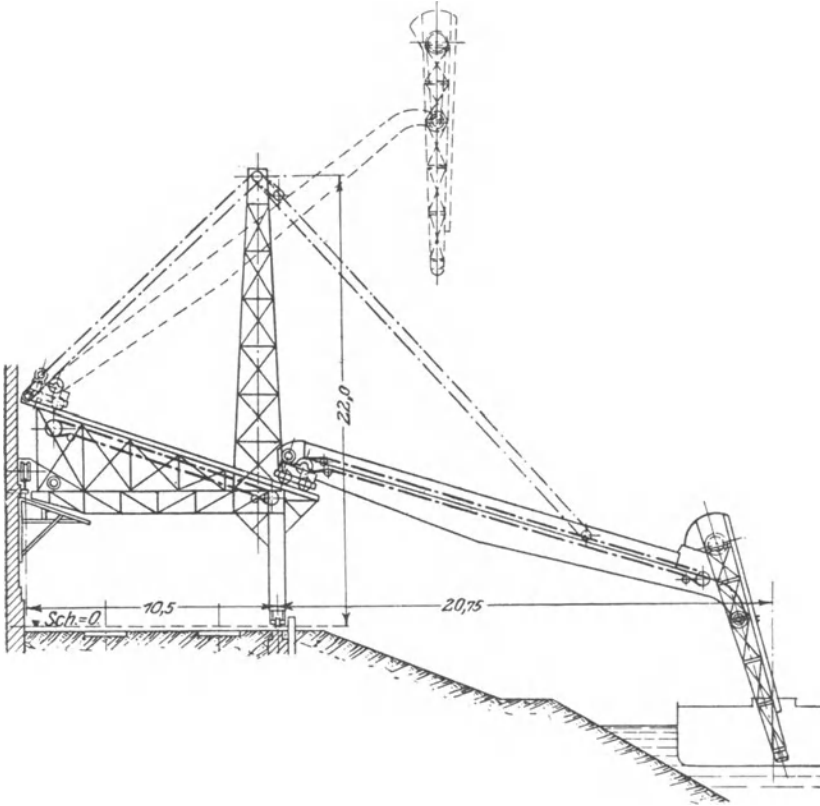


Abb. 317. Fahrbarer Schiffselevator von Amme, Giesecke & Konegen.

der Verringerung der Einzellasten günstig, während die Elevator-kette sehr hoch belastet ist, obwohl die Förderung stetig geschieht.

Die Frage, bis zu welcher Hubhöhe Schachtbecherwerke zweckmäßig sind, ist an Hand von Berechnungen und praktischen Versuchen in einer Doktor-Dissertation von Max Lehmann, Guben, erörtert worden<sup>1)</sup>. Lehmann kommt zu dem Ergebnis, daß diese Art

<sup>1)</sup> Zum Teil abgedruckt in der Zeitschrift „Braunkohle“ vom 27. Sept. 1912 und den folgenden Nummern.



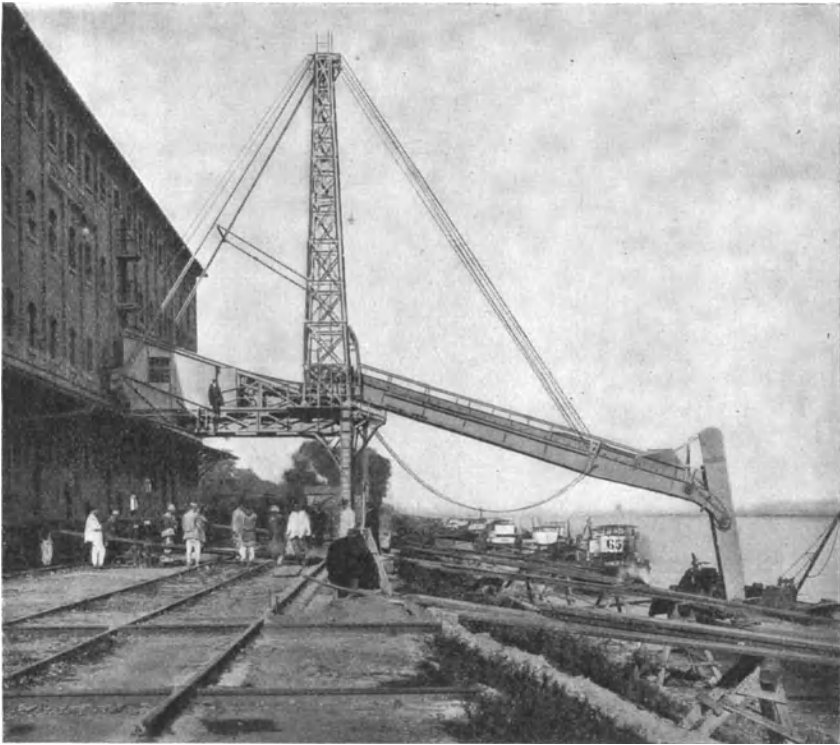


Abb. 318. Ansicht des Schiffselevators nach Abb. 317.

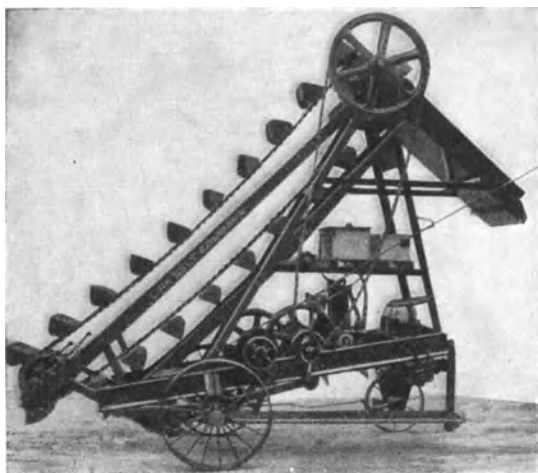


Abb. 319. Selbstfahrender Lagerplatz-Elevator (Link Belt Co.).

der Förderung bis zu etwa 100 m Teufe praktisch recht wohl ausführbar ist; würde man den Antrieb, statt nach oben, in die Mitte legen, was allerdings nur bei Schaukelbecherwerken ohne weiteres möglich ist<sup>1)</sup>, so vermindert sich die Kettenspannung, und die zulässige Förderhöhe wird entsprechend größer. Der Wirkungsgrad war bei den untersuchten Elevatoren von 38 bzw. 48 m Achsen-

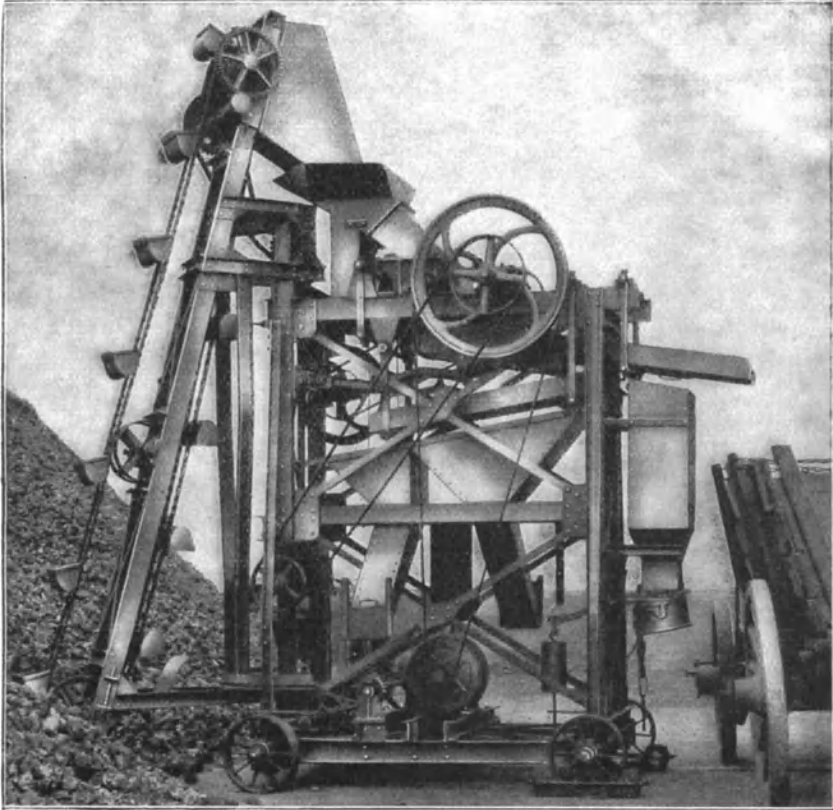


Abb. 320. Elevator mit Brech- und Sortieranlage für Koks (Eitle).

abstand bei etwa 50 t Stundenleistung im Durchschnitt 35 bzw. 40 vH, etwas günstiger als bei den untersuchten Seilförderungen für ähnliche Teufen. Die Anlagekosten werden bei 50 m Teufe ungefähr gleich denen einer Seilförderung mit Dampfantrieb angegeben; bei größeren Teufen verschiebt sich natürlich das Bild zu ungunsten des Becherwerkes.

<sup>1)</sup> Vergl. die auf S. 196 beschriebene Anlage.

Elevatoren werden — namentlich in Amerika — zuweilen fahrbar ausgeführt, so daß sie einen Lagerplatz ausräumen können<sup>1)</sup>. Vom oberen Elevatorende gleitet das Gut über eine Schurre in das Fuhrwerk oder den Feldbahnwagen, der beladen werden soll. Abb. 319 gibt eine amerikanische Ausführung, die ein mechanisches Fahrwerk zur Fortbewegung auf kürzere Entfernungen benutzt. In Abb. 182, S. 98, wirft der Elevator auf ein Band ab, das gleichfalls fahrbar ist und das Fördergut in Eisenbahnwagen weiter verlädt.

In Abb. 320 ist der Elevator schwenkbar an einem fahrbaren Gerüst aufgehängt, das eine Brech- und Sortieranlage für Koks trägt.

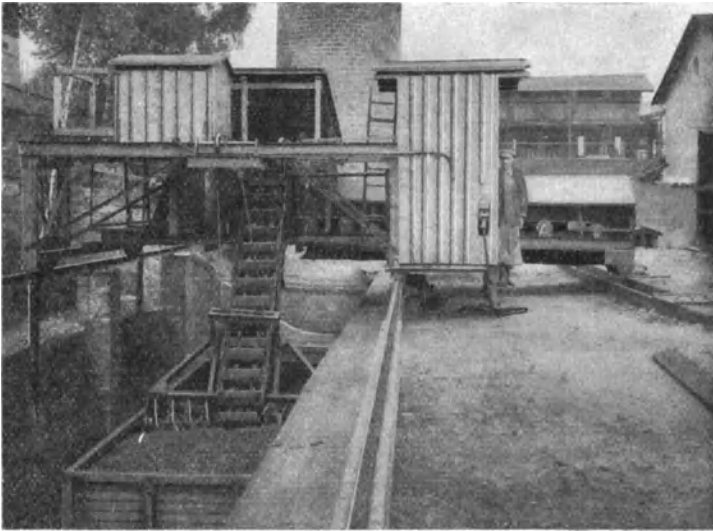


Abb. 321. Eisenbahnwagenentladung mit Elevator und Schnecken und angebautem Gurtförderer. (Heinzelmann & Sparmberg, Hannover).

Der Koks kann, statt in den Brecher, auch unmittelbar auf die Siebe geleitet werden. Der grobe Koks wird in Fuhrwerke verladen, das feine Material wird abgesackt.

Ein möglichst reines Aufschöpfen ist auch bei der Entladung von Eisenbahnwagen anzustreben. Während sonst diese Art der Eisenbahnwagenentladung seltener geübt wird, ist es einer Sonderbauart, dem „Heinzelmann-Entlader“, gelungen, sich Eingang zu verschaffen. Wie Abb. 321 und 322 erkennen lassen, sind auf der unteren

<sup>1)</sup> Vergl. auch „Stahl und Eisen“, 1919, S. 876, Abb. 4; Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1045; Hermanns, Fahrbare Verlade- und Fördervorrichtungen.

Achse des Elevators zwei Zubringeschnecken aufgekeilt, die gerade die Breite des Wagenkastens ausfüllen und das Fördergut von den Seiten nach der Mitte zusammenscharren. Das Becherwerk mit den Schnecken kann gehoben und gesenkt werden. Es ist an einem Wagen befestigt, der auf einer hochgelegenen Fahrbahn in der Richtung des Gleises verfahrbar ist, den Wagen also ohne Verholen entleeren kann. Das geförderte Gut wird durch eine mit dem Wagen verbundene Schurre, ein Band oder eine Schnecke weiter befördert.

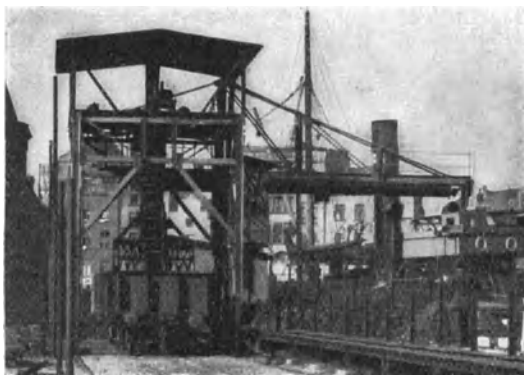


Abb. 322. Eisenbahnwagenentladung nach Heinzelmann & Sparmberg mit angebauter Schnecke.

Prof. Köhler, Darmstadt, gibt an<sup>1)</sup>, daß nach wiederholten Messungen der Stromverbrauch eines normalen Heinzelmann-Entladers 6 bis 10 KW ist, und daß ein 15 t-Wagen in 15 bis 20 min entleert wird, so daß unter Berücksichtigung aller Zwischenverluste 2 bis 3 Wagen in der Stunde ausgeladen werden können, was ungefähr der Leistung einer kleineren Selbstgreiferanlage entspricht. Die Reste müssen von einem Mann im Wagen dem Elevator zugeschaufelt werden.

Elevatoren, die zur Entleerung von Gruben dienen sollen, werden ihrer Längsachse nach verschiebbar und fahrbar angeordnet<sup>2)</sup>.

## 9. Abschnitt.

### Pendelbecherwerke.

Die Becher sind an einem umlaufenden Zugmittel außerhalb ihres Schwerpunktes frei pendelnd aufgehängt, so daß sie stets in

<sup>1)</sup> Mitteilungen des Frankfurter Bezirksvereins deutscher Ingenieure, März 1919, S. 36.

<sup>2)</sup> Vergl. „Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb“, 1919, S. 94.

die zur Aufnahme des Fördergutes geeignete Lage zurückkehren, wenn äußere Kräfte eine andere Stellung hervorgebracht hatten.

### a) Das einfache Kettenbecherwerk.

Für die Besprechung der allgemeinen Konstruktionsgrundsätze seien Abb. 323 bis 326 zugrunde gelegt, welche das Huntsche Becherwerk darstellen, das die erste Durchführung des Gedankens bildete, Material ohne jede Umlagerung nacheinander in verschiedenen Richtungen innerhalb einer senkrechten Ebene zu befördern.

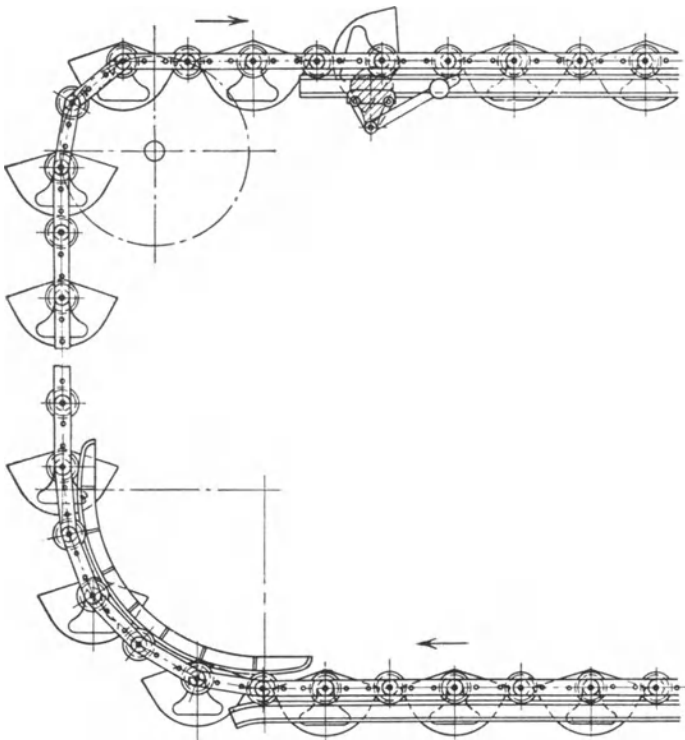


Abb. 323.

Abb. 323 bis 326. Schaukelbecherwerk nach Hunt.

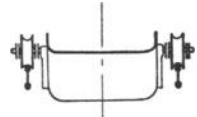


Abb. 324.

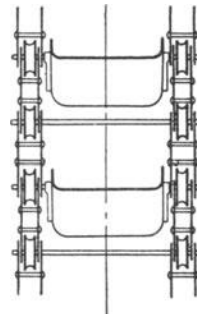


Abb. 325.

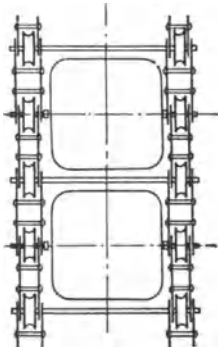


Abb. 326.

Die Becher werden vereinzelt aus Temperguß mit 4 bis 5 mm Wandstärke, sonst aus 2 bis 4 mm dickem Blech hergestellt. Bei der Wahl der Querschnittform ist auf gute Entleerung Rücksicht zu nehmen. Während die ersten Ausführungen eckige Formen aufwiesen, finden sich heute allgemein gewölbte Böden mit anschließen-

den geraden Seiten, deren Neigung so zu wählen ist, daß sich der Becher beim Kippen sicher entleert. An die Seitenwände werden

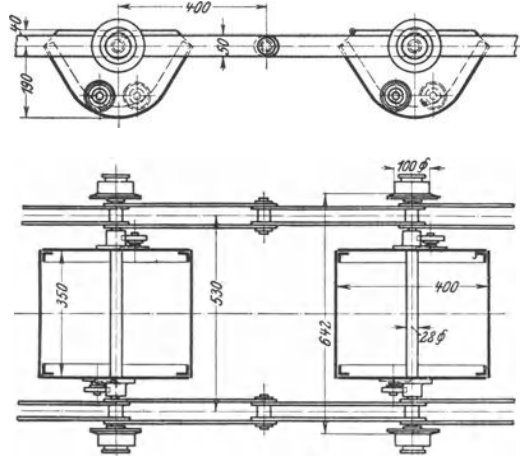


Abb. 327 und 328. Einzelheiten eines Pendelbecherwerkes für kleine Leistung (Stotz).

Augen für die Aufhängebolzen angegossen oder angeschraubt. Die Bolzen müssen so hoch über dem Schwerpunkt liegen, daß der

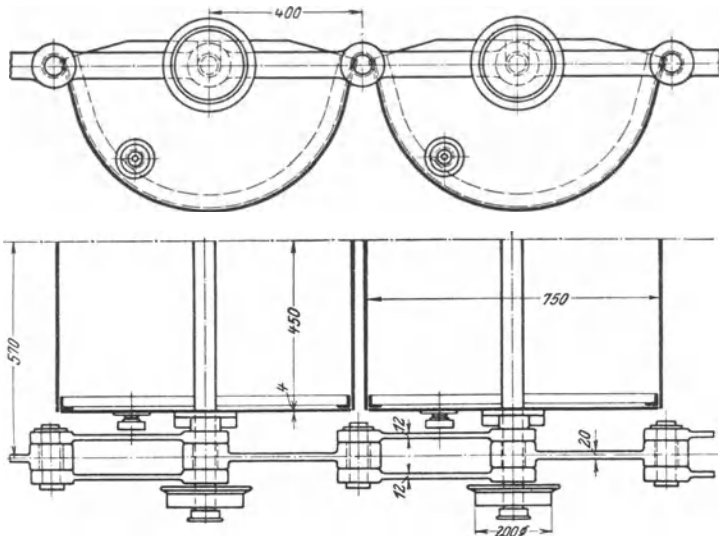


Abb. 329 und 330. Einzelheiten eines Pendelbecherwerkes für große Leistung (Stotz).

Becher auch bei schlechter Schmierung und Verunreinigung der Gelenke seine senkrechte Stellung immer mit Sicherheit beibehält.

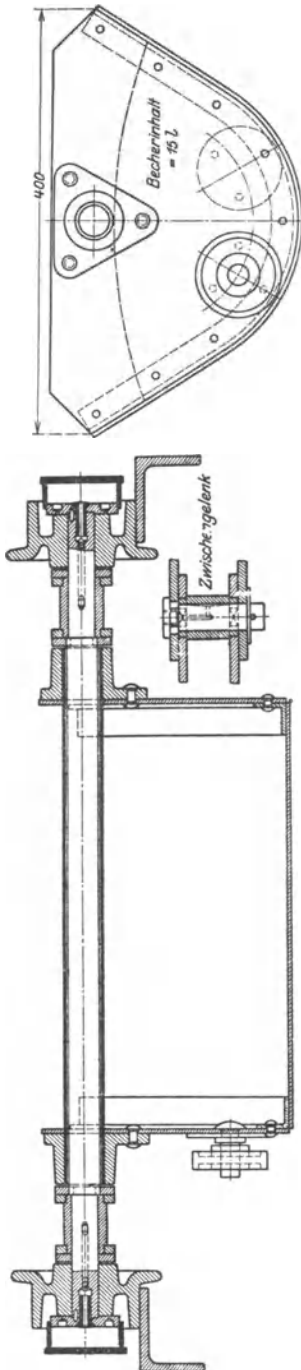


Abb. 331 und 332. Becher eines Pendelbecherwerkes (Stotz).

Beispiele für die Ausführung von Bechern mit den zugehörigen Ketten geben Abb. 327 bis 332. Die Stangen, welche die Ketten gegeneinander versteifen, gehen bei diesen Ausführungen abweichend von Abb. 326 durch die Becher hindurch, eine Anordnung, die immer vorzuziehen ist, wenn man es nicht mit großstückigem Fördergut zu tun hat, weil dadurch eine bessere Befestigung der Becher geschaffen wird. Die Laufrollen sind außerhalb der Ketten statt dazwischen gesetzt. Man findet diese Ausführung, die einen breiteren Bau des ganzen Förderers zur Folge hat, seltener, sie ist aber wohl vorzuziehen, weil dabei die Ketten nicht an den Laufrollen anzugreifen brauchen, die für diese Beanspruchung ganz ungeeignet sind, so daß bei manchen Anlagen sehr über Betriebsstörungen durch Auswechseln der Rollen geklagt wird. Die schweren Ketten nach Abb. 329 und 330 bestehen aus Siemens-Martin-Stahl.

Das Zugmittel wird fast immer aus zwei doppelten langgliedrigen Ketten gebildet, die aus Schmiedeeisen, zuweilen auch aus Temperguß bestehen. Bei einer Ausführung von Schenck werden flachliegende Laschen mit angenieteten Augen verwendet, die scharnierartig ineinandergreifen (Abb. 333). Humboldt lagert nach Abb. 334 den Becher auf jeder Seite an einem starken Flacheisen, an das sich mit Gelenkzapfen *c* die schwächeren Laschen *b* anschließen. Wenn es nicht möglich ist, die beiden Ketten mittels durchgehender Gelenkachsen zu verbinden, muß der Anschluß der Becher so ausgeführt werden, daß diese selbst eine gute Ver-

steifung herstellen und möglichst wenig verdrehende Wirkung auf die Kette ausüben.

Als Stützmittel dienen stets Laufrollen.

Die Teilung der Kette ist in der Regel gleich dem Becherabstand oder, bei schwereren Ausführungen, der Hälfte davon. Wird sehr niedrige Förderleistung verlangt, so kann es zweckmäßig sein, die Becher, statt unmittelbar aneinander, in größeren Zwischenräumen

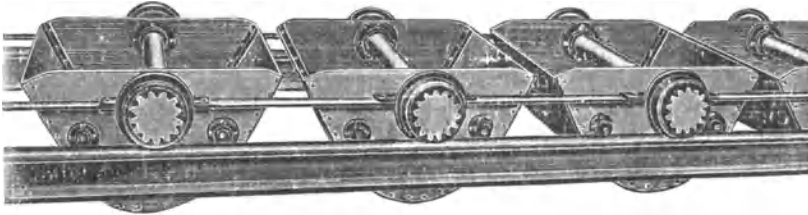


Abb. 333. Schaukelbecherwerk von Schenck mit flachliegenden Laschenkettten.

zu setzen, zumal hierdurch die Möglichkeit einer späteren Erhöhung der Leistung geschaffen wird.

Die Zuführung des Fördergutes geschieht auf dem unteren wagerechten Strang. Sie wird dadurch erschwert, daß zwischen den Bechern, die vollständig frei pendeln sollen, Lücken bleiben müssen, die einen Teil des Gutes durchfallen lassen, wenn sie nicht während der Füllung überdeckt werden. Es gibt eine Reihe von Konstruktionen, die den Zweck haben, eine störungsfreie und gleichmäßige Materialzufuhr zu ermöglichen<sup>1)</sup>.

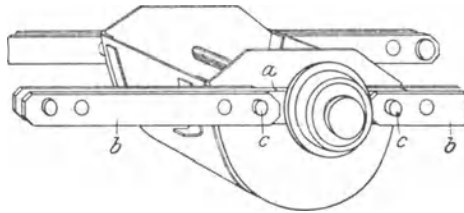


Abb. 334. Schaukelbecherwerk von Humboldt.

Die Becher werden auf dem oberen wagerechten Lauf durch Kippen entleert (vergl. Abb. 335). Soll auch auf dem senkrecht auf- oder absteigenden Strang ausgeworfen werden, was sehr selten vorkommt, so ist eine Ausbiegung nach Abb. 336 zu schaffen. An den Seitenwänden der Becher sind entweder mit den Zapfenlagern zusammengegossene Bügel (Abb. 323 und 324), oder, wie in Deutschland üblich, fliegend auf kurze Zapfen aufgesetzte Röllchen (Abb. 327 bis 332) angebracht, die beim Zusammenstoß mit am Gerüst befestigten Anschlägen eine Drehung des Bechers herbeiführen. Die Rolle pflegt

<sup>1)</sup> Vergl. Abschnitt 17c.



der Bechermitte voranzueilen (Abb. 337). Würde sie in die Mittellinie gesetzt, so wäre allerdings im Augenblick des Zusammentreffens der Hebelarm  $a$  der Kippkraft größer, somit diese selbst kleiner,

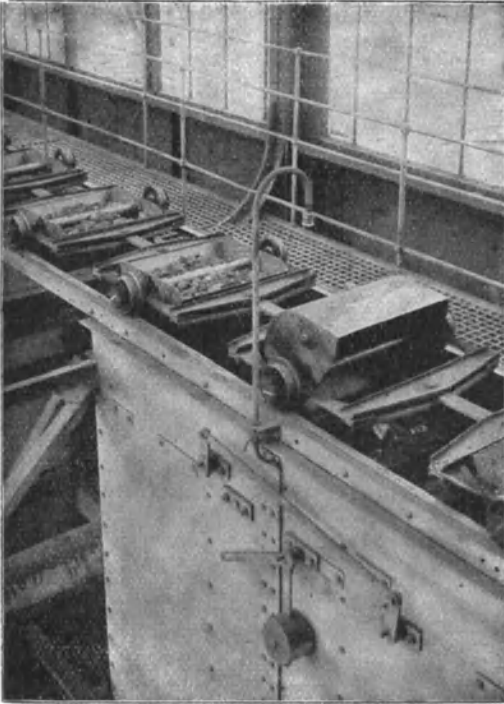


Abb. 335. Entladevorgang bei einem Pendelbecherwerk (Schenck).

aber der Kippwinkel würde dadurch beschränkt, weil der feste Anschlag nicht beliebig hoch geführt werden kann, sondern, um nicht mit den Drehzapfen der Becher zusammenzustößen, unterhalb der Kettenmittellinie bleiben muß. Die Stoßkante des Anschlages wird senkrecht gelegt. Die punktiert angedeutete schräge Lage würde, da die Rolle sich zunächst nach unten bewegt, keine Milderung, sondern eine Verschärfung des Stoßes mit sich bringen. Beim Verlassen der Anschlagschiene kann der Becher nur so lange geführt werden, bis die Verbindungslinie zwischen Drehzapfen und Rollenmittelpunkt senkrecht auf der Bahn steht. Dann schwingt der Becher frei aus.

Wenn ein Becher infolge ungleichmäßiger Belastung schief hängt, so kann es vorkommen, daß die Rolle den Anschlag nicht berührt oder nach Abb. 338 zufälligerweise so aufsetzt, daß sie nicht ausweichen kann und bricht. Deshalb empfiehlt es sich, Vorkehrungen zu treffen,

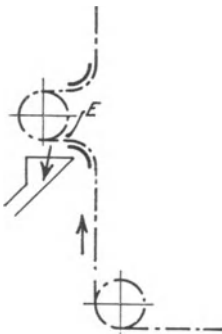


Abb. 336.

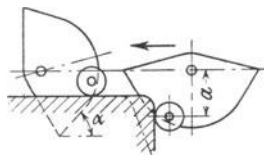


Abb. 337.

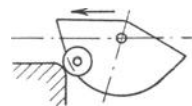


Abb. 338.

um den Becher vor der Berührung mit dem Anschlag in die senkrechte Lage zu bringen, was durch eine Leitschiene geschehen kann.

Bei den meisten Anlagen sind verschiedene Abwurfstellen vorzusehen und daher die Anschläge so einzurichten, daß sie heruntergelassen werden können und nur ein Anschlag zur Wirkung kommt. In Abb. 323 ist der durch Schraffur hervorgehobene Anschlag daher auf einer Welle angebracht, so daß er mit Hilfe eines Gewichthebels aus dem Wege gedreht werden kann. Die Bamag verwendet nach Abb. 353 eine drehbar gelagerte längere Schiene, die am freien Ende gehoben und gesenkt werden kann. An der oberen Gleitkante ist die Schiene mit wellenförmigen Erhöhungen und Vertiefungen versehen, die dem Becher eine Rüttelbewegung erteilen und so die Entleerung befördern.

Es wird häufig als wichtig angesehen, selbsttätig zu verhindern, daß bei vollem Behälter die Entladung der Becher an der betreffen-

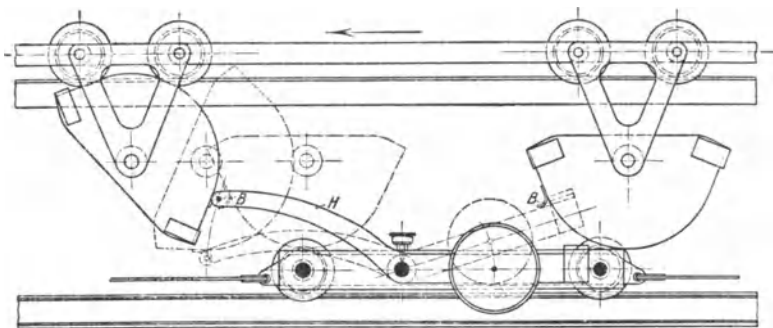


Abb. 339. Entleervorrichtung von Humboldt.

den Stelle weitergeht, da dann infolge Überfüllung Kohle auf den Kesselhausboden fallen oder die Becherkette eingeschüttet werden und reißen kann. Dann sind Einrichtungen wie in Abschnitt 17 d, S. 297, beschrieben zu verwenden.

Man erhält in der Ausbildung der Anschläge größere Freiheit, wenn der Drehzapfen als eine mit dem Becher fest verbundene Welle ausgeführt und an der Außenseite des Kettengliedes ein Kipphebel od. dgl. aufgesetzt wird. Praktisch kommt diese Anordnung allerdings kaum in Frage.

Eine gute Entleerung gibt auch die Anordnung nach Abb. 339. An der Vorderseite eines jeden Bechers ist ein hakenförmiger Bügel *B* angebracht. Zwei Hebel *H* umgreifen den Becher und fassen mit der sie verbindenden Querstange hinter den Bügel *B*, wodurch sie den Becher zum Kippen zwingen. Die Hebel werden während des Weiterganges des Bechers in die punktiert gezeichnete Stellung nieder-

gedrückt, richten sich aber dann unter der Einwirkung des Gegengewichtes wieder auf, bis sie schließlich den Becher freigeben. Die Hebelachse ist in einem Wagen gelagert, der mittels Seil oder Kette nach jedem beliebigen Punkt der Becherbahn verfahren werden kann<sup>1)</sup>.

In manchen Fällen sind Störungen im Betriebe von Schaukelbecherwerken dadurch entstanden, daß die Becher nach der Entleerung oder beim Umlaufen von Leiträdern infolge von Verunreinigungen in den Kettengelenken sich nicht wieder richtig einstellten und nun an irgendeiner Stelle ihres Weges auf ein Hindernis stießen, so daß die Kette riß oder die Becher verbogen wurden. Dem wird abgeholfen, wenn man an den Stellen, wo eine Störung zu befürchten ist, einen Ausrücker anbringt, der von jedem um ein bestimmtes Maß aus der Gleichgewichtslage sich entfernenden Becher betätigt wird und durch Unterbrechen des Stromes oder auf andere Weise den Antrieb sofort stillsetzt<sup>2)</sup>.

Bezüglich der Gesamtanordnung von Schaukelbecherwerken und der Wahl des Platzes für den Antrieb und die Spannvorrichtung kann auf die früheren Ausführungen verwiesen werden. Da es sich immer um große bewegte Massen handelt, so empfiehlt sich die Wahl eines gleichmäßig und stoßfrei arbeitenden Antriebs. Für die Eckumführung bei *B* in Abb. 75 wird mit Rücksicht auf die hohe Kettenspannung an Stelle der gekrümmten Schiene besser ein Leitrad gewählt (vergl. Abb. 357).

### Zahlentafel 18.

Schaukelbecherwerk von Hunt (J. Pohlig, Köln).

|                             |          |           |           |           |           |
|-----------------------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Inhalt der Becher (l) . . . | 10       | 20        | 50        | 100       | 150       |
| Leistung (t/st) . . . . .   | 8 bis 10 | 15 bis 20 | 25 bis 30 | 40 bis 50 | 60 bis 80 |
| Gewicht der Kette (kg/ld.m) | 50       | 80        | 120       | 140       | 170       |
| Becherbreite (mm) . . . .   | 300      | 450       | 600       | 800       | 1000      |
| Becherlänge (mm) . . . .    | 280      | 290       | 600       | 600       | 600       |
| Becherhöhe (mm) . . . .     | 145      | 190       | 260       | 280       | 350       |
| Spurweite (mm) . . . . .    | 520      | 670       | 850       | 1050      | 1250      |
| Kettenteilung (mm) . . . .  | 350      | 350       | 350       | 350       | 350       |
| Becherabstand (mm) . . .    | 350      | 350       | 700       | 700       | 700       |
| Umführungsradius (mm) .     | 880      | 880       | 1045      | 1045      | 1045      |
| Lauferraddurchmesser (mm)   | 100      | 100       | 130       | 130       | 130       |

<sup>1)</sup> Die in Abb. 339 dargestellte Becherbauart, bei welcher die Drehachse des Bechers aus der Kettenmittellinie herausgerückt ist, wird nicht mehr ausgeführt, weil sie zu teuer ist und die Dreiecke leicht brechen. Die Anordnung gewährte die Möglichkeit, bei Kurvenbecherwerken nahe der Ebene der Kette Führungen anzuordnen, auf die der Kurvendruck durch an der Kette angeordnete Rollen übertragen wurde (vergl. 2. Aufl., Abb. 334 und 335).

<sup>2)</sup> Vergl. D. R. P. 227 312 (Tenor).

Der beschriebenen Urform des Schaukelbecherwerkes sind verschiedene anderer Bauarten gefolgt, die in den Grundzügen mit jener übereinstimmen, aber gewisse Unvollkommenheiten zu beseitigen suchen.

**b) Pendelbecherwerke mit Spaltüberdeckung.**

Die Aufgabe, den Beladevorgang durch Unschädlichmachen oder Überdecken des Becherzwischenraumes zu vereinfachen, hat eine Reihe von Lösungen gefunden.

Dodge (Abb. 340) läßt zwar den Spalt bestehen und hängt die Becher in gewöhnlicher Weise auf, befestigt aber in der Mitte der Kettenglieder kleine Hilfsgefäße, welche das durchfallende Material

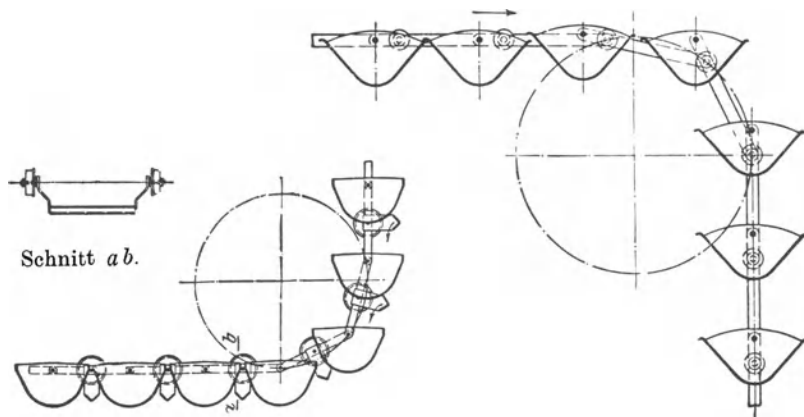


Abb. 340.  
Becherwerk nach Dodge.

Abb. 341. Pendelbecherwerk mit Spaltüberdeckung (Link Belt Co.).

auffangen und beim Übergang zum senkrechten Lauf ihren Inhalt an die pendelnden Becher abgeben, so daß kein Verlust entsteht.

Bei dem Becherwerk nach Abb. 341 und 342 überdecken die Becher einander, sind aber nicht in der gewöhnlichen Weise aufgehängt, da die übergreifenden Ränder bei der Umführung um die Eckrollen gegeneinander stoßen würden, sondern außerhalb an einer Verlängerung des Kettengliedes. Abb. 341 gibt als Beispiel den Übergang aus dem oberen wagerechten zum senkrecht absteigenden Lauf wieder. Der Becher hebt sich zunächst um ein kleines Stück nahezu senkrecht von seinem Nachfolger ab, um dann mehr wagerecht vorauszuweichen und in dieser Stellung an jenem vorbei nach unten zu gehen. An den anderen Leitrollen ist der Vorgang ähnlich.

Hiermit nahe verwandt ist eine andere Bauart von Dodge (Abb. 343)<sup>1)</sup>, bei der die Becher in derselben Weise aufgehängt sind.

<sup>1)</sup> Nach Revue de Mécanique, Febr. 1906.

Der Spalt bleibt bestehen, aber das durchfallende Material wird von einer den benachbarten Becher untergreifenden Tasche aufgefangen, um später bei der Entleerung des Bechers mit ausgeschüttet zu werden. Der Becher kann natürlich nur nach einer Seite kippen.

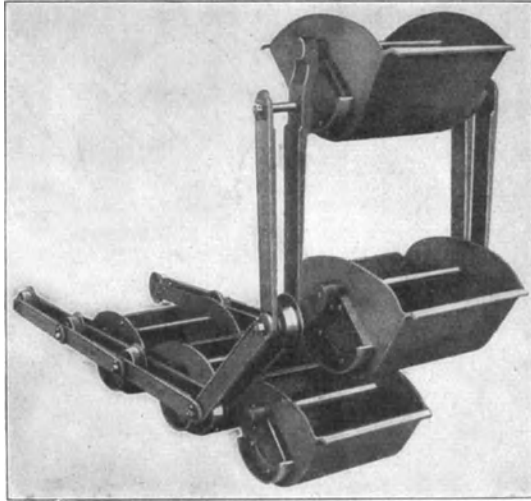


Abb. 342. Becherwerk der Link Belt Co.

Die drei beschriebenen Schaukelbecherwerke weisen den konstruktiven Nachteil auf, daß sich die Kettenzapfen nicht als durchgehende Stäbe ausbilden lassen.

Die in Abb. 344 dargestellte Ausführung<sup>1)</sup> benutzt dagegen die durchgehenden Achsen selbst zur Überdeckung der Becherzwischenräume. Die Becher sind, um frei ausschlagen zu können, außerhalb der Kettenmittellinie

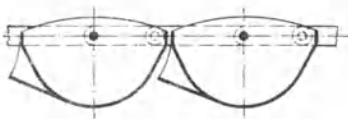


Abb. 343.  
Becherwerk von Dodge.

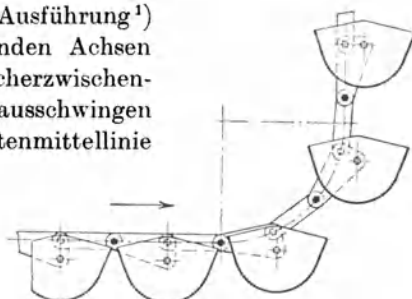


Abb. 344. Becherwerk mit Spaltüberdeckung durch die Achsen.

aufgehängt. Sie machen infolgedessen bei Schrägstellung des Ketten Gliedes gleichzeitig eine wagerechte und eine senkrechte Bewegung, so daß die Kanten an den Querstäben vorbeigehen.

<sup>1)</sup> Nach Zimmer, S. 102.

In Deutschland haben alle diese Bauarten keinen Eingang gefunden, weil durch geeignete Füllvorrichtungen, die gleichzeitig für eine gleichmäßige Beladung der Becher sorgen, die Schwierigkeit sich beheben läßt (vergl. S. 294 f.).

### c) Raumbewegliche Pendelbecherwerke<sup>1)</sup>.

Alle bisher besprochenen Becherwerke sind an eine senkrechte Ebene gebunden. Sollen sie in andere Ebenen übergehen, so müssen entweder wagerechte Kurven eingeschaltet oder die senkrechten Stränge um ihre Achsen verdreht werden, so daß der obere und der untere wagerechte Lauf windschief zueinander stehen.

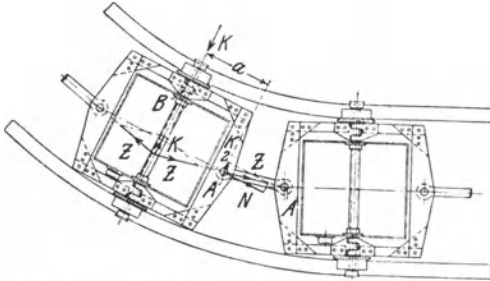


Abb. 346. Kurvenbecherwerk (Grundriß).

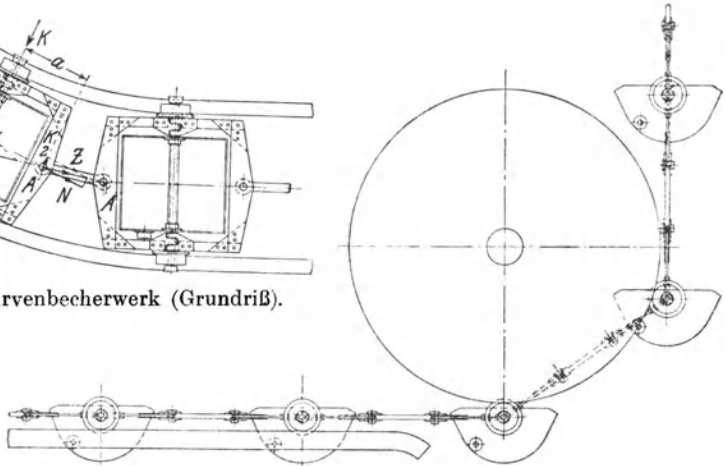


Abb. 345. Kurvenbecherwerk.

Während das erste, von Bousse entworfene kurvenbewegliche Becherwerk<sup>2)</sup> zweiachsige Wagen mit aus der Kettenebene herausgerückter Becherdrehachse besaß<sup>3)</sup>, hat sich jetzt allgemein der einachsige Becherwagen eingeführt, grundsätzlich in der zuerst von Schenck verwandten Anordnung (Abb. 345 bis 347). Die Ausführung von Humboldt weicht insofern ab, als die Becherachse nicht zugleich den Kettengelenkzapfen bildet, entsprechend der Anordnung für Becherwerke ohne Kurvenbewegung<sup>4)</sup>.

Wie aus Abb. 346 hervorgeht, müssen die Becher ziemlich großen Abstand voneinander haben, was entsprechend durchgebildete Füllvorrichtungen bedingt<sup>5)</sup>.

<sup>1)</sup> Vgl. auch den Aufsatz des Verfassers in der Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 121.

<sup>2)</sup> Vergl. Patentschrift 151868.

<sup>3)</sup> Vergl. 2. Aufl., Abb. 328 und 329. S. a. Fußnote 1 auf S. 178.

<sup>4)</sup> Vergl. Abb. 334, S. 175. <sup>5)</sup> Vergl. S. 294.

Der Rahmen ist durch den Kurvendruck ziemlich stark beansprucht. Einerseits erhalten die äußeren Zugglieder, da die Mittellinien der Kuppelstangen außerhalb der Mitte schneiden, eine bei den angenommenen Verhältnissen nahezu doppelt so hohe Be-



Abb. 347. Becherwerk von Schenck in der Kurve.

anspruchung als die inneren. Andererseits werden diese durch den Kurvendruck, d. h. durch den von der Schiene auf den Spurkranz des Rades ausgeübten Gegendruck  $K$ , dessen eine Hälfte nach  $A$  hin zu übertragen ist, auf Biegung beansprucht. Das Moment hat die

Größe  $\frac{K}{2} \cdot a$ . Das äußere Zugglied wird hiervon nicht betroffen, wenn nicht die Spielräume zwischen Scharnier und Becher so klein sind, daß die Verbindungsstange zur Druckübertragung herangezogen wird. Der Querbügel wird durch die Seitenkraft  $N$  der Kuppelstangenkraft  $Z$  und durch das eben genannte Moment im gleichen Sinne auf Biegung beansprucht.

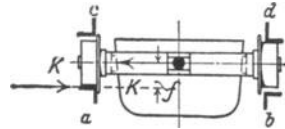


Abb. 348. Wirkung des Kurvendrucks.

Durch den Kurvendruck wird nach Abb. 348 ein Moment  $K \cdot f$  erzeugt, das das Becherwerk aufzukippen sucht. Unbedingt erforderlich ist daher eine Gegenschiene  $d$ . Auch die Anbringung der Gegenschiene  $c$  ist nicht zu umgehen, indessen muß dieselbe so gelegt werden, daß die Spurkränze sie nicht berühren, da die Räder sich sonst nicht drehen würden.

Der Antrieb des Becherwerkes und die Kurven sind immer so zueinander zu legen, daß die Kraft, die in der Kurve herrscht, möglichst gering wird, und zwar nicht nur wegen der Beanspruchung des Becherrahmens, sondern hauptsächlich mit Rücksicht auf den Kraftverbrauch und die Abnutzung. Ist man zur

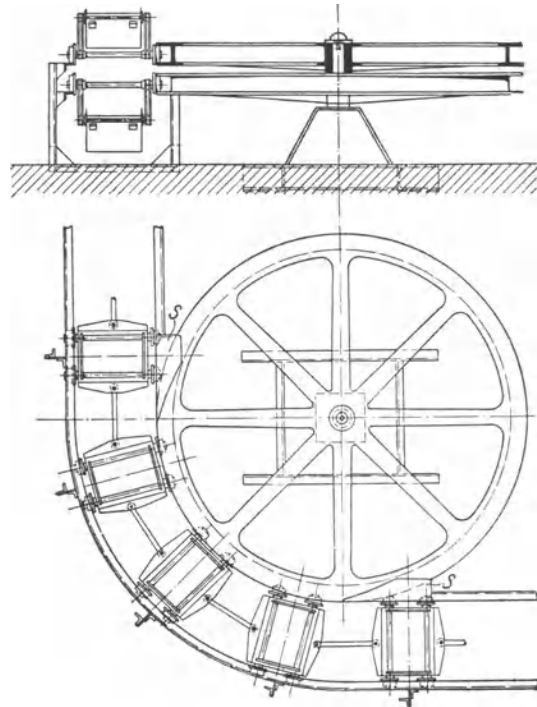


Abb. 349 und 350. Wenderad (Humboldt).

Durchleitung großer Kräfte durch die Kurve gezwungen, so kommt der Einbau eines Wenderades in Frage (Abb. 349 und 350). Die Laufrollen werden hier mit Hilfe von Stahlgußstücken  $S$  auf den Radkranz übergeführt, den sie, ohne sich selbst zu drehen, durch Reibung mitnehmen. Der Kurvenwiderstand wird dadurch auf das denkbar geringste Maß herabgezogen.



Verdrehung der senkrechten Kettenstränge ist bei den gewöhnlichen Becherwerken mit Doppelkette versucht worden. Obwohl dazu in einem mir bekannten Falle eine beträchtliche Länge zur Verfügung stand, war die Folge der bei der Verdrehung auftretenden Zwangsspannungen eine sehr rasche Abnutzung der Kette, so daß die Anlage nach verhältnismäßig kurzer Zeit außer Betrieb gesetzt werden mußte.



Abb. 351. Kurvenbewegliche und verdrehbare Becherkette (Schenck).

Zwangfreie Verdrehung ist nur möglich, wenn die Glieder der Kette durch eine zylindrische Kupplung verbunden werden, deren Achse mit der des Becherwerkes zusammenfällt. Daher muß eine Kette aus rahmenartigen Gliedern verwandt werden — genau wie bei den soeben beschriebenen kurvenbeweglichen Becherwerken —, deren Zwischenglieder ohne Schwierigkeit geteilt und durch eine Muffenkupplung verdrehbar verbunden werden können (Akb. 351)<sup>1)</sup>.

Diese Anordnung läßt sich in sehr vielseitiger Weise verwenden, da nicht nur wagerechte Kurven und Verdrehungen getrennt voneinander möglich sind, sondern auch beide gleichzeitig ausgeführt werden können, so daß das Becherwerk sich in einer Spirale bewegt. Ein kennzeichnendes Beispiel gibt Abb. 352. Außer 15 Ablenkungen in der senkrechten Ebene sind bei dieser Anlage 2 wagerechte und 4 schraubenförmige Kurven vorhanden<sup>2)</sup>.

Der große schmiedeeiserne Rahmen ist vermieden bei der älteren Anordnung der Firma Bleichert, die statt der Kette die Becher teilte und sie auf beiden Seiten der Kette aufhängte<sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> Vergl. D. R. P. 222 545.

<sup>2)</sup> Vergl. auch Abb. 364 bis 367.

<sup>3)</sup> Vergl. D. R. P. 186 688, 186 725, 186 726. Eine nach der Bauart ausgeführte Anlage von ungewöhnlichen Abmessungen (Hubhöhe 35 m, Kettenlänge 260 m, Stundenleistung 100 t Kohle) ist in „Stahl und Eisen“ 1908, S. 345 beschrieben.

Eine Bolzenkupplung zwischen den gabelförmigen Hälften der Kettenlieder gestattet, diese gegeneinander zu verdrehen. Die Bauart wird heute nicht mehr ausgeführt.

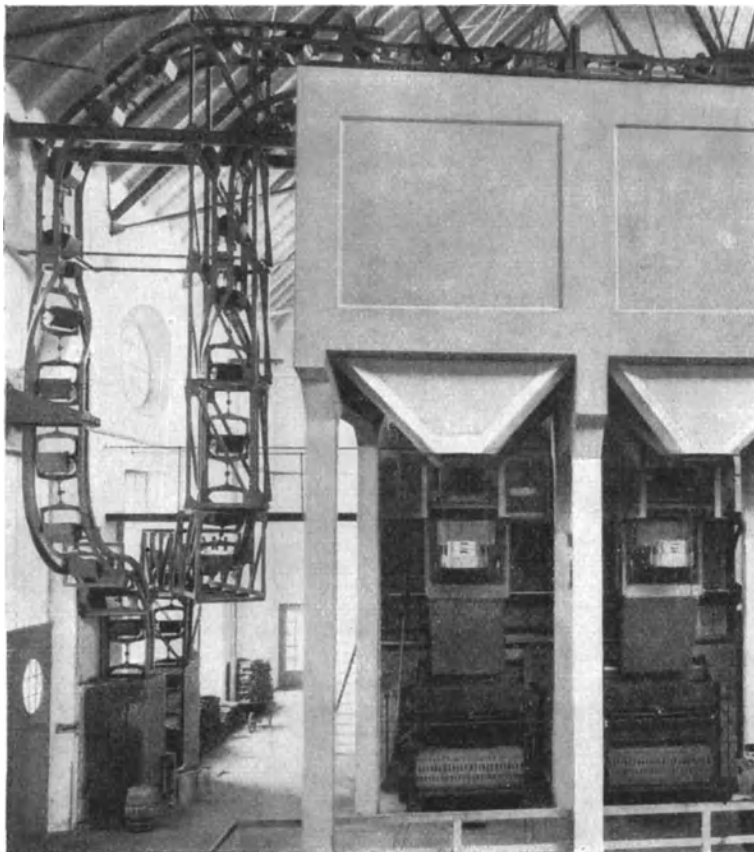


Abb. 352. Kurvenbewegliches und verdrehbares Becherwerk.  
Ausführung von Schenck.

#### **d) Das Seilbecherwerk von Bradley.**

Das von der Bamag hergestellte Seilbecherwerk weicht von allen anderen Ausführungen wesentlich ab (Abb. 353 bis 355). Neben der Verwendung von Seil als Zugorgan ist das Hauptmerkmal der Bauart, daß die Becher an kurzen Rinnenstücken aufgehängt sind, die auf dem unteren Lauf einen zusammenhängenden Trog bilden, dem das Fördergut aus einer Rinne stetig zufließt. Beim Beginn des Aufstiegens neigen sich die Trogteile, so daß ihr Inhalt den am Boden des Troges dicht anliegenden Bechern zufällt,

die jetzt, nachdem sie gefüllt sind, frei pendelnd weitergehen. Die Entleerung geht in bekannter Weise vor sich. Am Schluß der oberen Wegstrecke werden die Becher wieder gekippt, so daß sie in

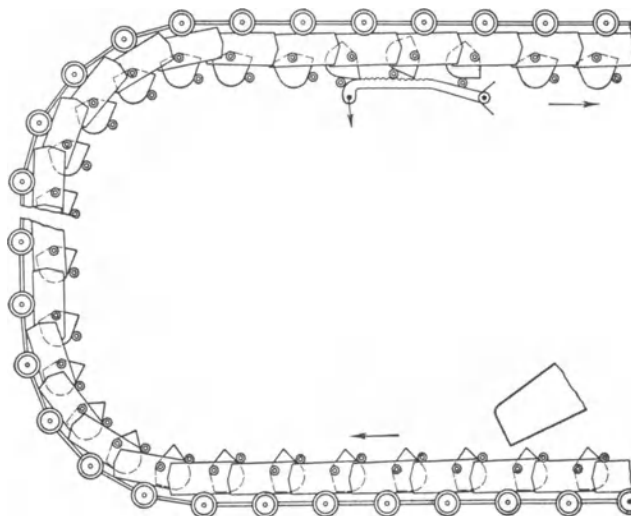


Abb. 353. Bradley-Becherwerk mit Seil als Zugmittel (Bamag).

die für den unteren Lauf geeignete Lage kommen, in der sie den Rückweg vollenden.

An die Trogstücke sind gußeiserne Querbalken geschraubt, die an den Enden die Laufrollen tragen und außerdem die Verbindung

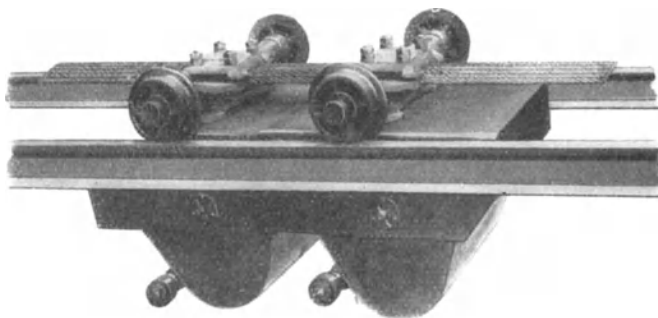


Abb. 354. Bradley-Becherwerk. Oberer wahren Strang.

mit dem Zugorgan herstellen. Je nach der Belastung kommen 4 bis 8 Seile aus Tiegeißeßstahl mit Stahlseele zur Anwendung. Sie werden in kurzen Stücken von je 8 bis 12 m eingelegt und in der durch Abb. 38 erläuterten Weise gespleißt. Der Bruch eines ein-

zelen Seiles hat keine Betriebstörung zur Folge, auch ist das Seil leicht zu ersetzen. Der Anschluß durch Klemmplatten hat sich selbst für die hohen Kräfte, die am Antrieb auftreten, als genügend erwiesen (vergl. Abb. 58 und 59). Ablenkung durch Leiträder ist

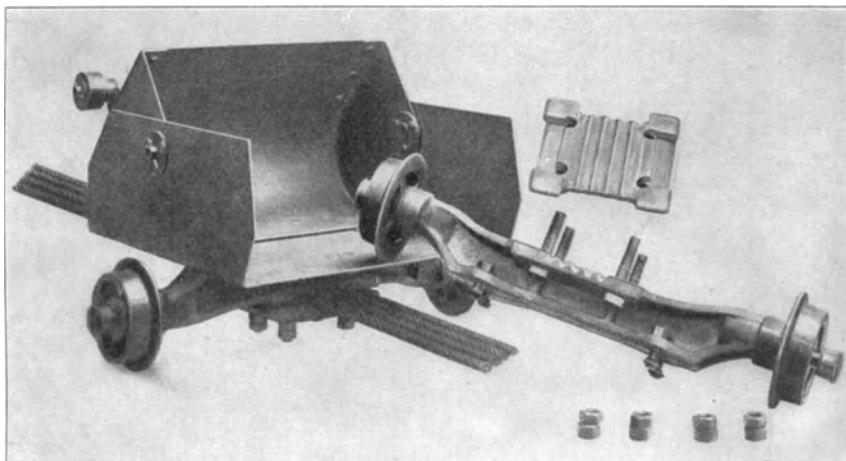


Abb. 355. Teile zum Bradley-Becherwerk. Becher in der Füllstellung.

konstruktiv unmöglich, daher werden die Eckführungen als Leitkurven mit großem Radius ausgebildet. Die Hauptangaben enthält die folgende Zusammenstellung.

**Zahlentafel 19.**

**Bradley-Becherwerk.**

|  |       |       |       |       |       |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|
| Leistung (t/st) . . . . .              | 30    | 50    | 90    | 100   | 120   |
| Geschwindigkeit (m/sek) . . . . .      | 0,254 | 0,254 | 0,270 | 0,270 | 0,270 |
| Becherinhalt (l) . . . . .             | 14,2  | 20    | 55,5  | 60    | 71,5  |
| Becherinhalt (kg Kohle) . . . . .      | 13,6  | 18,2  | 44,5  | 47,7  | 57,5  |
| Gewicht leer (kg/m) . . . . .          | 164   | 178   | 233   | 242   | 265   |
| Gewicht beladen (kg/m) . . . . .       | 200   | 225   | 318   | 332   | 372   |
| Becherbreite (mm) . . . . .            | 460   | 610   | 715   | 765   | 915   |
| Spurweite (mm) . . . . .               | 610   | 765   | 865   | 915   | 1070  |
| Teilung (mm) . . . . .                 | 380   | 380   | 535   | 535   | 535   |
| Lauffaddurchmesser (mm) . . . . .      | 130   | 130   | 180   | 180   | 180   |
| Radius der Eckführungen (mm) . . . rd. | 2000  | 2000  | 3000  | 3000  | 3000  |

**e) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches.**

Die Arbeitsgeschwindigkeit wird durch die Rücksicht auf Massenwirkungen bestimmt, richtet sich also wesentlich nach der Art des Antriebes. Die geringste Geschwindigkeit — 0,10 bis 0,13 m/sek — findet sich bei Kurvenbecherwerken mit großer Teilung.

lung und mit Antrieb durch ein vier- oder fünfzähniges Rad. Das Huntsche Becherwerk, dessen Antrieb ebenfalls ziemlich ungleichförmig arbeitet, läuft mit 0,15 bis 0,20 m/sek, während bei dem Bradley-Becherwerk 0,25 bis 0,27 m/sek zugelassen werden. Die neueren Vorschläge für die Ausbildung gleichmäßig und stoßfrei arbeitender Antriebe, die auch für Kettenbecherwerke eine höhere Geschwindigkeit ermöglichen würden, haben, meines Erachtens zu Unrecht, in Deutschland bisher keinen Boden gefunden.

Die Förderleistung berechnet sich, wie bei anderen Becherwerken, aus der Formel:

$$Q = 3,6 \varphi \cdot \frac{i}{a} \cdot \gamma \cdot v (t/st) \dots \dots \dots (40)$$

Der Füllungsgrad kann hier meist mit  $\varphi = 1$  eingesetzt werden.

Bei der Berechnung des Kraftverbrauchs sind zu berücksichtigen:

1. Die Hubarbeit:

$$N_1 = \frac{Q \cdot H}{270}.$$

2. Der Bewegungswiderstand der Laufrollen. Ausführung und Betrieb sind in der Regel noch sauberer als bei Gliederbändern, weshalb gesetzt wird:

$$w = \frac{1}{18} \text{ bis } \frac{1}{25}.$$

3. Die Zapfenreibung der Antriebs- und Leitrollen.

Gesetzt werde im Mittel:

für Fettschmierung  $\mu = 0,2$

für Ölschmierung  $\mu = 0,15$ .

4. Der Biege- und Torsionswiderstand der Ketten.

Es ist: 
$$W = \mu \frac{d'}{D} (S_1 + S_2)$$

mit  $\mu = 0,35$  bis  $0,45$ . Je breiter die Laschen, um so höher ist  $\mu$  einzusetzen.

5. Der Widerstand in wagerechten Kurven.

Bei Anwendung von Druckrollen oder Leitscheiben mit senkrechter Achse ist der Widerstand wie unter 2 und 3 zu berechnen. Wenn dagegen der Spurkranz der Laufrollen den Druck aufnimmt, so ist zunächst die Nabenreibung zu berücksichtigen. Bezeichnet

$$K = 2 S \sin \frac{\alpha}{2}$$

den Kurvendruck, so ist unter Beachtung von Abb. 356

$$W_5' = \mu \cdot K \frac{d + d'}{2D}.$$

Außerdem verursachen die durch den Kurvendruck hervorgerufenen Lagerdrücke

$$A = \sim K \frac{D}{2a}$$

einen Widerstand

$$W_5'' = 2A \mu \frac{d}{D} = K \cdot \mu \frac{d}{a}.$$

Dazu kommt noch der in bekannter Weise festzustellende Biege-  
widerstand der Ketten, während die Spurkranzreibung selbst sehr  
gering ist und vernachlässigt werden darf.

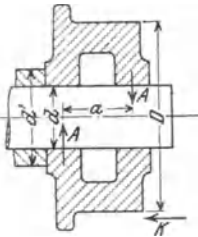


Abb. 356.

Kräftewirkung in der Kurve.

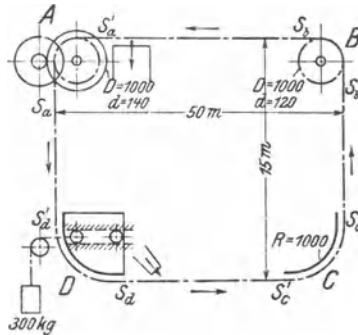


Abb. 357.

Schema eines Pendelbecherwerkes.

Falls die Spurkränze auch an den oberen Druckschienen an-  
liegen und so eine Drehung der Rollen verhindern, ist der Kurven-  
widerstand  $= \mu \cdot K$ .

Die übrigen Widerstände, die z. B. durch das Kippen der Becher,  
den Antrieb einer Füllvorrichtung oder auf andere Weise entstehen,  
sind entweder zu vernachlässigen oder von Fall zu Fall abzuschätzen.

### Beispiel.

Ein Pendelbecherwerk soll auf dem in Abb. 357 angegebenen  
Wege 50 t Kohle in der Stunde befördern. Der Inhalt der Becher  
sei  $i = 90$  l, das Raumgewicht der Kohle  $\gamma = 0,85$ , der Becher-  
abstand  $a = 700$  mm, der Füllungsgrad  $\varphi = 0,8$ . Dann ergibt sich  
die erforderliche Geschwindigkeit aus:

$$v = \frac{Q \cdot a}{3,6 \cdot \varphi \cdot i \cdot \gamma} = \frac{50 \cdot 0,7}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 90 \cdot 0,85} = \sim 0,16 \text{ m/sek.}$$

Die Nutzbelastung ist:

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{50}{3,6 \cdot 0,16} = 87 \text{ kg/m.}$$

Das Leergewicht des Förderers sei  $q_0 = 150 \text{ kg/m}$ , der Laufraddurchmesser 150 mm, der Durchmesser der Laufrollenachsen (gleichzeitig der Kettenbolzen) 30 mm. Die beiden wagerechten Stränge sind im äußersten Falle je zu 90 vH ihrer Länge beladen. Für die Laufrollenstützung werde angenommen:

$$w = \frac{1}{20}.$$

Bei Bestimmung der Spannungen soll der Einfachheit halber so gerechnet werden, als ob die Radien der Umführungskurven gegenüber der Länge der geraden Wegstücke unendlich klein wären, so daß z. B. der Unterschied zwischen den Spannungen  $S_c$  und  $S_b'$  dem Gewicht eines Kettenstranges von 15 m gleichgesetzt wird. Es ergibt sich:

$$S_a = 300 \text{ kg.}$$

$$S_c' = S_a + \frac{1}{20}(50 \cdot 150 + 0,9 \cdot 50 \cdot 87) = 300 + 571 = 871 \text{ kg.}$$

In der Eckumführung ist der Biege­widerstand der Kette mit  $\mu = 0,4$  und  $S_c' + S_c = \sim 1800$ :

$$0,4 \cdot \frac{30}{2000} \cdot 1800 = 11 \text{ kg}$$

und der Laufrollenwiderstand:

$$\sim 900 \cdot 2 \cdot \sin 45^\circ \cdot \frac{1}{20} = 64 \text{ kg.}$$

Demnach:  $S_c = 871 + 11 + 64 = 946 \text{ kg.}$

Weiter ist:  $S_b' = S_c + 15(150 + 87) = 946 + 3555 = 4501 \text{ kg.}$

Biege­widerstand der Kette bei B:

$$\sim 0,4 \cdot \frac{30}{1000} \cdot 9200 = 110 \text{ kg.}$$

Zapfenreibungswiderstand der Leitscheibe bei Ölschmierung:

$$4600 \cdot 2 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,15 \cdot \frac{120}{1000} = 117 \text{ kg,}$$

also  $S_b = 4501 + 110 + 117 = 4728 \text{ kg,}$

$$S_a' = S_b + \frac{1}{20}(50 \cdot 150 + 0,9 \cdot 50 \cdot 87) = 4728 + 571 = 5299 \text{ kg.}$$

Ferner ist der Biege­widerstand bei  $D$ :

$$0,4 \cdot \frac{30}{2000} \cdot 2 \cdot 300 = 4 \text{ kg,}$$

der Laufrollenwiderstand bei  $D$ :

$$300 \cdot 2 \sin 90^\circ \frac{1}{20} = 21 \text{ kg,}$$

also

$$S'_a = 300 - 4 - 21 = 275 \text{ kg}$$

$$S_a = 275 + 15 \cdot 150 = 2525 \text{ kg.}$$

Nun ergibt sich der Biege­widerstand bei  $A$ :

$$0,4 \cdot \frac{30}{1000} (5299 + 2525) = 94 \text{ kg,}$$

und der Zapfen­reibungs­widerstand bei  $A$ :

$$0,15 \cdot \frac{140}{1000} \sqrt{5299^2 + 2525^2} = 123 \text{ kg.}$$

Von dem Antrieb ist also zu überwinden:

$$5299 + 94 + 123 - 2525 = 2991 \text{ kg,}$$

entsprechend einer Leistung von

$$\frac{2991 \cdot 0,16}{75} = \sim 6,4 \text{ PS.}$$

Die Umlaufzahl der Antrieb­welle ist:

$$n = \frac{60 \cdot 0,16}{\pi \cdot 1,0} = 3,06.$$

Bei Antrieb durch Elektromotor werden drei Stirnrad- und ein Riemen­vorgelege erforderlich sein, deren Gesamtwirkungsgrad in Anbetracht des staubigen Arbeitsplatzes nicht mehr als 65 vH betragen wird. Der Motor muß also mindestens leisten können:

$$\frac{6,4}{0,65} = \sim 10 \text{ PS.}$$

Wäre bei  $B$  anstatt des Leit­rades eine Kurvenführung mit  $R = 1000$  angewandt worden, so hätte sich der Gesamt­widerstand an dieser Stelle um etwa 150 kg erhöht, entsprechend einem Mehrverbrauch von  $\sim 0,5$  PS.

### f) Anwendbarkeit.

Pendelbecherwerke werden besonders häufig für Kohlenförderung angewandt und nicht selten gleichzeitig zur Förderung von Asche, außerdem aber auch für alle anderen Materialien benutzt. Sie ersetzen infolge ihrer Ablenkbarkeit oft zwei, drei oder mehr einzelne



Fördervorrichtungen. Da infolgedessen die Umladung fortfällt, leidet die Kohle bei der Beförderung weniger als im anderen Falle. Vorteilhaft ist ferner, daß der Antrieb auf eine einzelne Stelle beschränkt wird. Anlage- und Betriebskosten stellen sich anderen Fördereinrichtungen gegenüber in der Regel nicht ungünstig, doch sind allgemeine Feststellungen darüber unmöglich. Die Einfachheit und Einheitlichkeit der Anordnung und die Schonung der Kohle werden indessen,

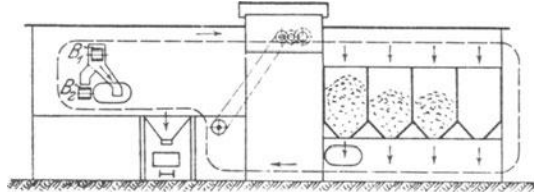


Abb. 358. Pendelbecherwerk in einer Kohlenwäsche.

wenn das Fördergut eine zwei- oder mehrfach abgelenkte Bahn beschreiben muß, fast immer zugunsten des Schaukelbecherwerkes den Ausschlag geben.

Die Einführung der Raumbeweglichkeit hat das Anwendungsgebiet der Pendelbecherwerke außerordentlich erweitert. Beachtung verdient, daß die einschlägigen Bauarten deutschen Ursprungs sind und sich in Amerika bisher, soweit bekannt, nicht eingeführt haben.

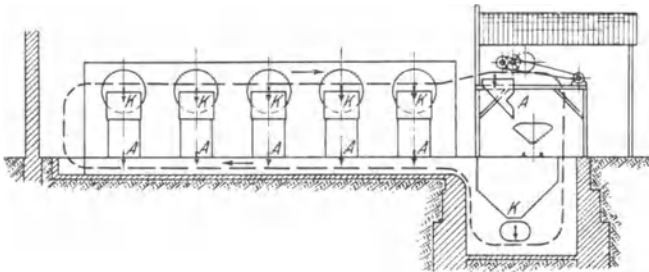


Abb. 359. Pendelbecherwerk zur Kesselbekohlung.

Zur Veranschaulichung der Verwendbarkeit von einfachen Pendelbecherwerken sind in Abb. 358 und 359 zwei ausgeführte Anlagen (nach Pohlig) schematisch dargestellt.

Abb. 358 zeigt die Speicheranlage einer Kohlenzeche. Die Kohle wird bei Überlastung der Wäsche durch das Band  $B_1$  dem als gestrichelte Linie dargestellten Pendelbecherwerk zugeführt, um in die Silos geschafft zu werden. Bei geringer Beanspruchung der Wäsche wird die Kohle wieder aus den Silos abgezogen und auf das Band  $B_2$  geworfen, das sie zur Wäsche zurückbringt. Außerdem können Eisenbahnwagen durch das Becherwerk beladen werden.

Additional information of this book

*(Bau und Berechnung der stetig arbeitenden Förderer;*  
978-3-662-01960-3) is provided:



<http://Extras.Springer.com>

Abb. 359 zeigt eine Kesselbekohlung. Die in Wagen zugeführte Kohle wird in einen großen Füllrumpf geworfen und aus diesem nach den Hochbehältern über den Feuerungen geschafft. Außerdem befördert das Becherwerk die Asche sämtlicher Kessel nach einem Hochbehälter, der sie wieder an Rollbahnwagen übergibt.

Es ist nicht unbedingt gesagt, daß raumbewegliche Becherwerke unter allen Umständen vorteilhafter sind als eine Vereinigung

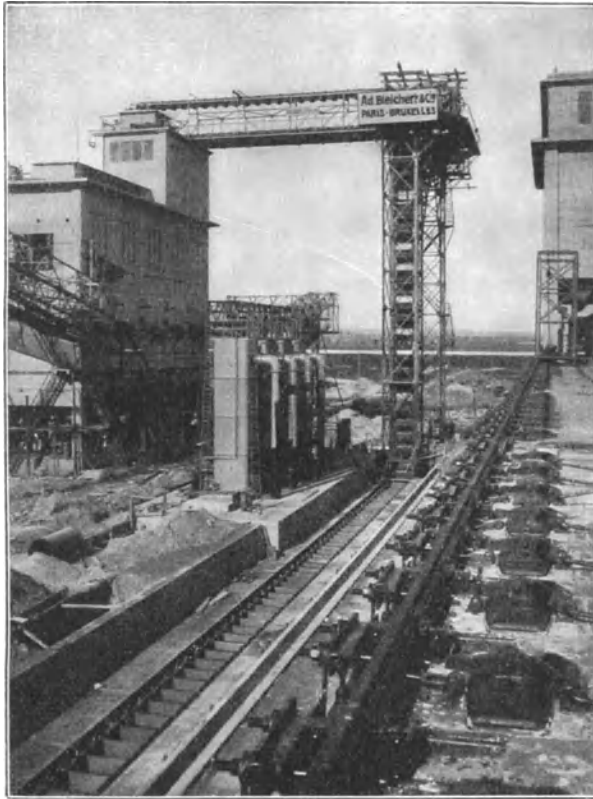


Abb. 363. Becherwerksanlage im Gaswerk Wien-Leopoldau.

zweier ebener Becherwerke. Die Einführung der Verdrehbarkeit oder Kurvenbeweglichkeit bzw. beider Hilfsmittel zusammen hat immerhin zur Folge, daß die Anordnung weniger einfach und die Kette weniger widerstandsfähig wird. Wenn dieser Umstand auch bei kleinen Leistungen, wie sie bei Kesselhausbekohlung vorzuliegen pflegen, nicht sehr ins Gewicht fällt, so kann er doch eine entscheidende Rolle bei Anlagen spielen, von denen eine sehr hohe Leistung verlangt wird. Ein beachtenswertes Beispiel hierfür ist die Bleichertsche Becher-

werksanlage zur Koksbeförderung auf dem Gaswerk Wien-Leopoldau (Abb. 360 bis 363, Tafel I und S. 193). Die Anlage, die stündlich 150 t fördert und, wie angedeutet, später verdoppelt werden soll, besteht aus den Becherwerken I und II, die in senkrecht zueinander stehenden Ebenen angeordnet sind. Dem Förderer I, der eine Kettenlänge von 280 m besitzt, wird der Koks unten auf dem wagerechten Stränge von den Löschtürmen aus zugeführt. Er hebt das Material um ungefähr 30 m und übergibt es dann dem wagerechten Förderer II, der es der Aufbereitung zuführt. Die beiden Becherketten werden von einem gemeinsamen Motor aus angetrieben und sind zwangsläufig so miteinander verbunden, daß beim Kippen eines Bechers des Förderers I immer gerade ein Becher des Förderers II sich in der richtigen Stellung befindet, um dessen Inhalt aufzunehmen. Bei der geringen Fallhöhe und der Härte des Materials dürfte ein irgendwie erheblicher Bruchverlust nicht eintreten.

Die Teilung der Becherwerke hat außer den oben angeführten Vorteilen noch den Erfolg, daß die Kettenspannung niedriger wird, die Kette also leichter ausgeführt werden kann bzw. größere Sicherheit bietet, was gerade bei der hier vorliegenden großen Hubhöhe eine erhebliche Rolle spielt. Um allen aus der großen senkrechten Höhe sich etwa ergebenden Gefahren vorzubeugen, hat die Herstellerin übrigens in den Vertikalsträngen eine selbsttätig arbeitende Kettengreifvorrich-

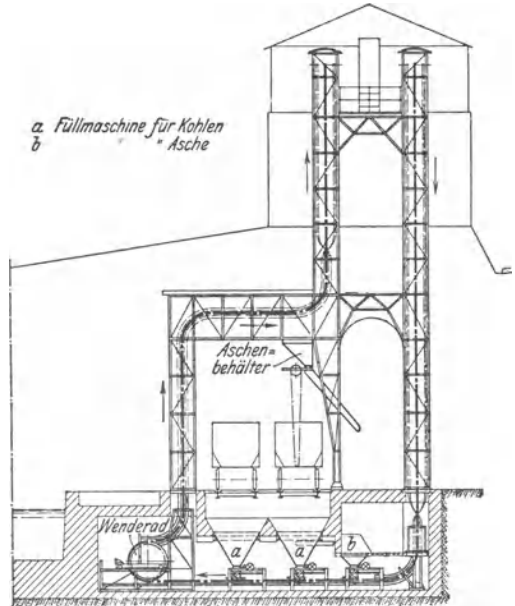


Abb. 364. Schnitt A—B.

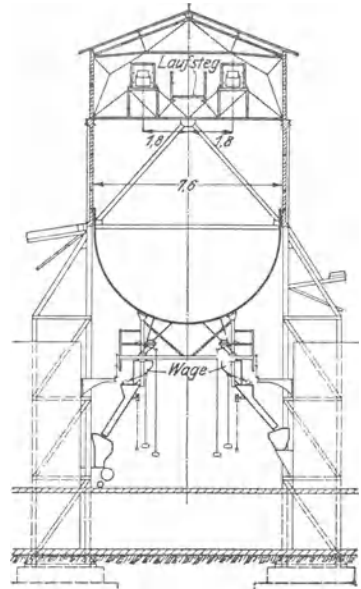


Abb. 366. Schnitt C—D.

ung eingebaut, die im Falle eines Kettenbruches ein Zurücklaufen der abgerissenen Kette unmöglich macht. Durch eine weitere Sicher-

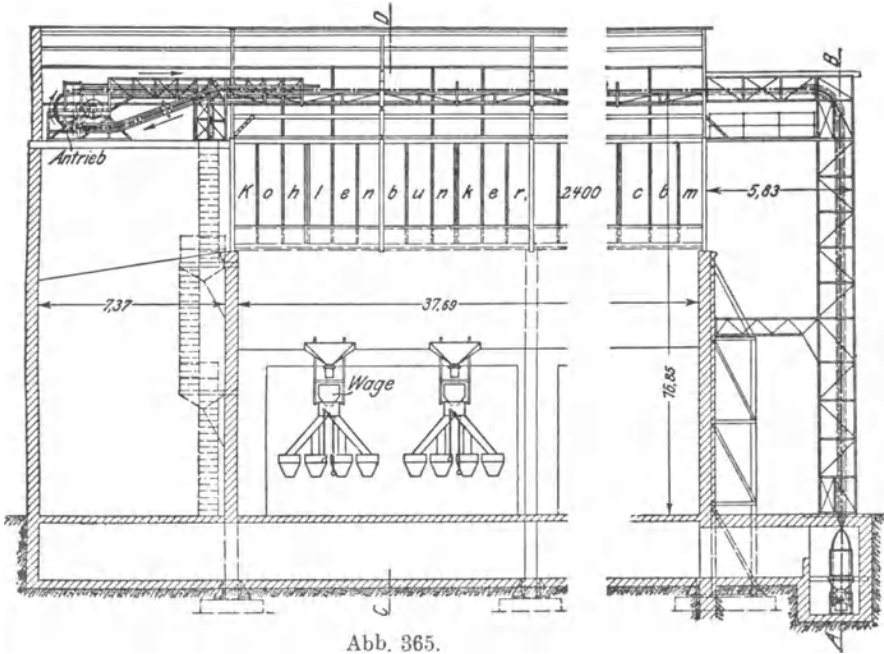


Abb. 365.

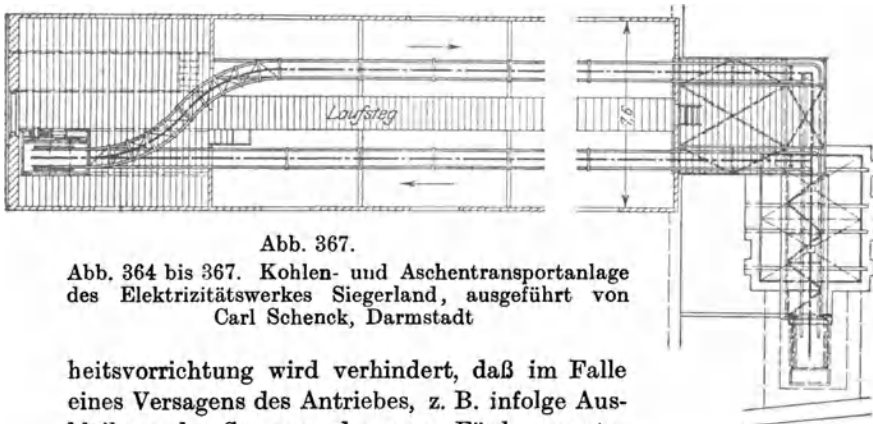


Abb. 367.

Abb. 364 bis 367. Kohlen- und Aschentransportanlage des Elektrizitätswerkes Siegerland, ausgeführt von Carl Schenck, Darmstadt

heitsvorrichtung wird verhindert, daß im Falle eines Versagens des Antriebes, z. B. infolge Ausbleibens des Stromes, der ganze Förderer unter dem Einflusse der auf dem fördernden Vertikalstrang befindlichen Last rückwärts läuft.

Die Verwendbarkeit des kurvenbeweglichen und verdrehbaren Becherwerkes von Schenck wird durch Abb. 364 bis 367 ver-

anschaulicht<sup>1)</sup>. Die Anlage dient zur Beförderung von Kohle und Asche für das Elektrizitätswerk Siegerland in Siegen i. W.

Die Kohle kommt in Selbstentladern an und wird in die unter den Gleisen gelegenen Trichter *a* entladen, von wo sie durch Füllmaschinen (vergl. S. 294) in die Becher gelangt. Die Einrichtung läßt sich auch zur Mischung der Kohle benutzen, indem die Rümpfe

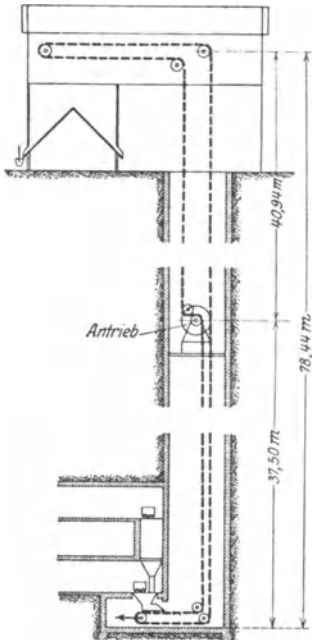


Abb. 368. Schachtbecherwerk von 76 m Förderhöhe auf der Grube Johanne Henriette bei Unseburg (Maschinenfabrik Buckau).

mit verschiedenen Kohlsorten gefüllt und diese durch Einstellung der Füllvorrichtungen in einem bestimmten Verhältnis dem Becherwerk zugeführt werden. Der Becherstrang steigt über das als Spannvorrichtung ausgebildete Wenderad zunächst senkrecht auf, läuft sodann wagerecht über den Aschebehälter und steigt darauf mit Verdrehung um  $90^\circ$  in 1,8 m Entfernung von Mitte Kesselhaus über den Kohlenbunker. Um auf die andere Seite des Bunkers zu gelangen, müßte der Becherförderer hier eine einfache wagerechte Kurve beschreiben können, indessen wäre bei dieser Anordnung der Kettenzug in der Kurve sehr groß geworden. Deshalb ist hier oben eine senkrechte Antriebscheibe angeordnet und jenseits derselben am ablaufenden Trum, also an einer Stelle mit mäßiger Spannung, eine wagerechte *S*-Kurve eingelegt worden. Das Becherwerk steigt nun unter abermaliger Verdrehung abwärts, um den wagerechten Strang zu erreichen, der zunächst unter dem Aschenfüllrumpf *b*

und dann unter den Kohlerümpfen herführt.

Die Gesamtlänge des Becherförderers beträgt 182 m, seine stündliche Leistung 30 t.

Schaukelbecherwerke lassen sich auch mit Vorteil zur Schachtförderung, also für große Hubhöhen, verwenden. Abb. 368 gibt die Anordnung und die Hauptabmessungen einer im Jahre 1911 erstellten Anlage, die seither gut gearbeitet hat. Der Antrieb ist zwecks Verringerung der Kettenspannung an einen Punkt etwas unterhalb der

<sup>1)</sup> Nach Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 417 (Brix, Neuere Kesselbekohl-Anlagen).

Mitte gelegt<sup>1)</sup>. Der Antrieb ist in Abb. 369 wiedergegeben. Die Ketten stellt die ausführende Firma, nachdem sie mit Kettengliedern aus Stahlguß namentlich bei der ungenügenden Schmierung im Kriege

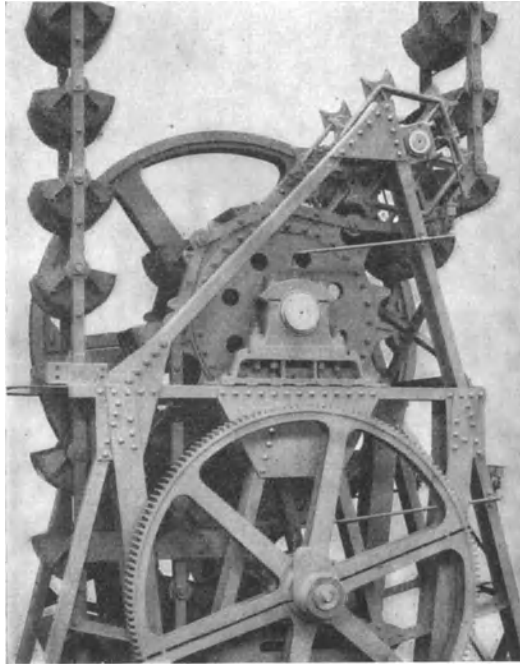


Abb. 369. Antrieb zum Schachtbecherwerk nach Abb. 368.  
(Maschinenfabrik Buckau.)

schlechte Erfahrungen gemacht hat, mit aus Siemens-Martin-Stahl gestanzten Gliedern und nach Art der Fahrradrollenkettens durchgebildeten Gelenken her.

---

<sup>1)</sup> Vergl. S. 39 und 40.

## II. Die Förderer ohne Zugmittel.

Die ohne Zugmittel arbeitenden Förderer sind nicht so vielseitig anwendbar wie die Förderer mit Zugmittel und haben daher geringere Verbreitung gefunden als diese. An die Stelle der einfachen Vorgänge des Schiebens oder Tragens treten hier z. T. verwickeltere Bewegungen. Die Ausführung allerdings ist meist einfacher, da das Zugmittel und damit die Vielgliedrigkeit des Förderers in Wegfall kommt. Daher sind bei richtiger Bauart die Kosten für Anlage, Unterhaltung und Wartung in manchen Fällen niedriger.

Die Förderer ohne Zugmittel sind untereinander so verschieden, daß sie vollständig getrennt behandelt werden müssen und eine Besprechung gemeinsamer Einzelteile nicht vorausgeschickt werden kann.

### 10. Abschnitt.

#### Rollenförderer.

Die Rollenförderer haben unter den Förderern ohne Zugmittel die einfachste Arbeitsweise, sind aber nur für Körper mit einigermaßen glatter Auflagefläche brauchbar. Die Bauarten, bei denen die Rollen mechanisch angetrieben werden, haben kein großes Anwendungsgebiet gefunden; als Schwerkraftförderer haben sich dagegen Rollbahnen in ausgedehntem Maße eingeführt.

##### a) Förderer mit Rollenantrieb.

Die wichtigste Anwendung finden Rollenförderer mit mechanischem Rollenantrieb in Walzwerken bei der Beförderung des Walzgutes von und zu den Walzen. Auf die Bauart dieser „Rollgänge“ näher einzugehen verbietet sich von selbst, da sie in das Gebiet des Hüttenmaschinenbaues gehören.

Ferner sind Rollenförderer vorteilhaft zur Beförderung von Bauholz, z. B. vom Schiff zum Lager, zu verwenden. Sie treten hier an die Stelle der früher erläuterten Schlepper, denen gegenüber sie



außer geringen Unterhaltungskosten namentlich den Vorteil niedrigeren Kraftverbrauchs bieten.

Zum Antrieb der Rollen dienen Kegelräder (Abb. 370), die von einer durchlaufenden Welle ihren Antrieb erhalten, oder nach Abb. 371 eine Kette, die nach jedem zweiten Kettenrade durch ein Röllchen niedergedrückt wird, so daß der Eingriff nicht verloren gehen kann. Die Steigung ist durch den Reibungswinkel begrenzt.

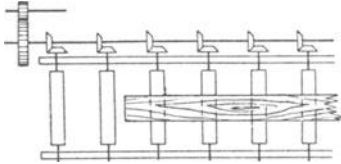


Abb. 370. Rollenantrieb mit Kegeln.

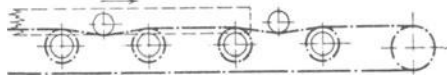


Abb. 371. Rollenantrieb durch Kette.

Pohlig hat eine Holzförderanlage mit Kettenantrieb ausgeführt, die je nach der Leistungsfähigkeit der mit dem Beladen beschäftigten Arbeiter im Schiffe 30 bis 60 cbm/st leistet. Die Förderlänge beträgt etwa 110 m, die Hubhöhe des ansteigenden Teiles der Bahn rund 10,5 m. Wird mit 50 t Holz in der Stunde gerechnet, so beträgt die Hubleistung:

$$\frac{50 \cdot 10,5}{270} = 1,95 \text{ PS,}$$

und der Kraftverbrauch für die Bewegung der Rollen ohne Berücksichtigung von deren Eigengewicht mit  $w = \frac{1}{25}$ :

$$\frac{1}{25} \cdot \frac{50 \cdot 110}{270} = 0,82 \text{ PS,}$$

also die gesamte Nutzleistung: 2,77 PS.

Der wirkliche Kraftbedarf wird zu etwa 6 PS angegeben. Würde das Holz geschleppt, so betrüge bei einem Reibungskoeffizienten von 0,5 der Arbeitsverbrauch für das Schleifen allein:

$$0,5 \cdot \frac{50 \cdot 110}{270} = 10,2 \text{ PS (statt 0,82 PS).}$$

Zimmer beschreibt eine englische Anlage von rund 90 cbm Stundenleistung<sup>1)</sup>. Die gußeisernen Rollen haben 250 mm Durchmesser, 750 mm Länge und 1,5 m Abstand. Ihre Umlaufzahl beträgt 60 bis 80 in der Minute, die Geschwindigkeit daher 0,78 bis 1,04 m/sek. Zum Antrieb dient eine Stahlwelle von 25 mm

<sup>1)</sup> Zimmer, S. 118 u. f. (Bolinder timber conveyor).

Durchmesser, mit Kegelrädern vom Übersetzungsverhältnis 1 : 3. Der ganze Förderer ist in Abschnitte von 150 m Länge geteilt, die je einen eigenen Elektromotor von 5 PS haben. Es kommen mehrere Kurven von 50 bis 60 m Radius vor, denen sich die Welle federnd anschmiegt.

Bei weiterer Ausbildung dieser Art der Förderung ist man in England wieder zu dem Zugmittel zurückgekommen. Nach Abb. 372

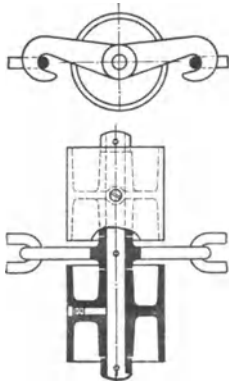


Abb. 372 und 373.  
Rollenförderer mit  
Kettenbetrieb.

und 373 kommt eine langgliedrige Rundeisenkette zur Verwendung, in die an Stelle jedes vierten Gliedes Doppelhaken eingeschaltet sind, die auf jeder Seite eine Rolle tragen. Das Holz wird in derselben Weise wie bei dem eigentlichen Rollenförderer bewegt, und zwar mit der zweifachen Geschwindigkeit wie die Kette, die mit 0,45 m/sek läuft. Der Förderer wird in Längen von je 300 m gebaut.

Eine eigenartige Anwendung haben motorisch — durch Ölgetriebe — bewegte Walzen bei der von Unruh & Liebig ausgeführten Gepäckförderanlage des Hauptbahnhofs Hamburg gefunden. Die in einem Viertelkreis angeordneten Walzen dienen hier dazu, um die Gepäckstücke von einem Gurtförderer auf einen

anderen zu überführen, der im rechten Winkel zu jenem liegt. Die Walzen sind mit Leder überzogen. Um die Gepäckstücke bei der Aufgabe auf das erste Band auf die Gurtgeschwindigkeit zu bringen, wird eine ebenfalls aus mechanisch angetriebenen Walzen bestehende Aufgabevorrichtung verwandt.

### b) Rollbahnen als Schwerkraftförderer.

Der Förderer besteht aus einer in geringem Gefälle verlegten Bahn, die durch fest gelagerte, leicht drehbare Rollen gebildet wird

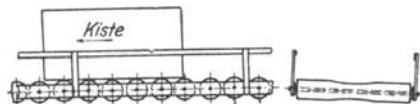


Abb. 374 und 375. Ältere amerikanische Ausführung  
eines Schwerkraftförderers.

(Abb. 374 bis 376). Bei der älteren Bauart rechnete man mit 5 vH, bei neueren Ausführungen, bei denen die Rollen auf Kugeln laufen, mit 3 bis 4 vH Gefälle. Ein Schutzgeländer, wie in Abb. 374 und

375 angegeben, wird heute nicht mehr verwandt, da die Stücke nicht zum seitlichen Ablaufen neigen. In Fällen, wo gelegentlich sehr breite Stücke befördert werden müssen, wäre das Gelände hinderlich, weil die Breite der Bahn mindestens der Breite der Stücke entsprechen müßte. Bei seitlich nicht begrenzter Bahn steht aber nichts im Wege, solche Güter überstehen zu lassen.



Abb. 376. Rollbahn zur Beförderung von Kisten in einer Nähmaschinenfabrik (Siegerin-Goldman-Werke).

Man kann beliebige Kurven in die Bahn einschalten; die Rollen erhalten hier kegelförmige Gestalt. Wird der Förderer im Kreislauf geführt, so muß stets an einer Stelle eine Hebevorrichtung eingeschaltet sein, die aus zwei Ketten mit dazwischen angebrachten Mitnehmern besteht (Abb. 377)<sup>1)</sup>. Das beförderte Stück wird auch bei

<sup>1)</sup> Nach Landsberg, „Rollbahnen und ihre Anwendung für die Stückgutverladung“, Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 541. Der beachtenswerte Aufsatz, dem auch die Abb. 379 entnommen ist, enthält wichtige grundsätzliche Betrachtungen und Anregungen.

dieser Hubstrecke durch Rollen gestützt, soweit nicht in der nach oben konkaven Krümmung ein Gleitblech erforderlich ist, um ein Anstoßen der Vorderkante der Last beim Auflaufen auf eine neue

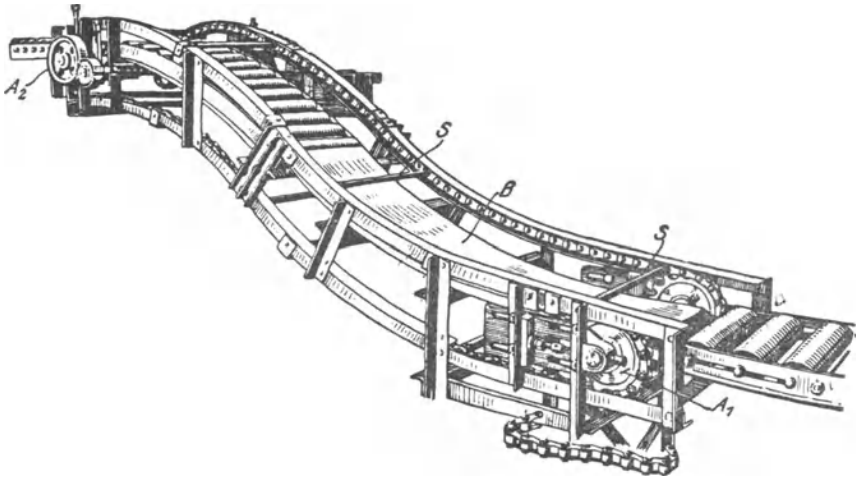


Abb. 377. Hebevorrichtung im Lauf eines Rollenförderers.

Rolle zu vermeiden. Bei größeren Förderlängen sind solche Hebevorrichtungen zur Wiedergewinnung der verlorenen Höhe nach Bedarf einzuschalten. Bei beträchtlichen Hubhöhen, etwa beim Übergang

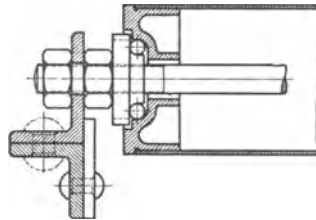


Abb. 378. Rolle nach Ausführung von Stöhr.

von einem Stockwerk in das andere, werden in derselben Weise ausgeführte Schrägaufzüge oder Aufzüge anderer Art, z. B. Schaukelförderer<sup>1)</sup> verwandt.

Die Rollen sind möglichst leicht zu bauen, damit sie geringe Masse haben und durch die entlang der Bahn sich bewegende Last rasch in Drehung versetzt werden. Sie werden daher heute in

<sup>1)</sup> Vergl. Band II, Abschn. 7b.

Deutschland durchweg aus dünnwandigen Rohren hergestellt (Abb. 378 und 379).

Der Abstand der Rollen muß etwas kleiner sein als die halbe Länge der kürzesten aufgebrachtten Last, damit diese unter allen Umständen von zwei Rollen gleichzeitig getragen wird. Wenn dies infolge Vorkommens von Lasten sehr kleiner Abmessungen dazu führen würde, daß die Rollen sehr eng aneinander gesetzt werden und daher unvorteilhaft kleine Durchmesser erhalten müßten, so kann man sich dadurch helfen, daß man statt einer langen Rolle einzelne schmale Rollen anwendet und diese, gegeneinander versetzt, so anordnet, daß sie übereinander greifen. Abb. 380 und 381 zeigen die Bauart in der Anwendung auf ein verstellbares Kurvenstück.

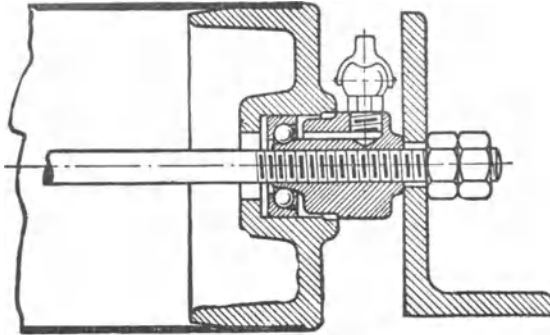


Abb. 379. Rolle nach Ausführung der Siegerin-Goldman-Werke.

Die Rollenachsen sind hier in sehr sinnreicher Weise in Nürnberger Scheren gelagert, die je nach der Richtung der Kurven auf der einen Seite gespreizt werden.

Rollbahnen sind in den Fällen, wo sie sich überhaupt anwenden lassen, anderen Förderern dadurch überlegen, daß sie — abgesehen von den kurzen Hubstrecken — keinen Antrieb brauchen. Dies macht sie einerseits zu einem sehr einfachen und betriebsicheren Fördermittel und erleichtert andererseits die Herstellung versetzbarer Bahnstücke (vgl. Abb. 382), die mit niedrigstem Gewicht und geringen Kosten ausgeführt werden können, während andere versetzbare Fördererlemente den schweren Antrieb mit sich herumschleppen müssen und außerdem einen Kabelanschluß benötigen<sup>1)</sup>. Man kann auf diese Weise z. B. leicht von und nach einem Eisenbahnwagen, der an beliebiger Stelle steht, eine Förderstrecke aus einzelnen normalen Elementen zusammenstellen, wenn man ihnen nur durch Ein-

<sup>1)</sup> Vergl. auch die Darstellung einer Rollbahn-Schrottleiter in „Der Betrieb“ 1921, S. 192.

stellung der Unterstützungen das erforderliche Gefälle in der Förder-  
richtung gibt. Die Stützen pflegen so ausgeführt zu werden, daß  
man die Höhe leicht ändern kann (vgl. Abb. 382). Die verstellbaren  
Kurven nach Abb. 380 und 381 leisten dabei besonders gute Dienste.

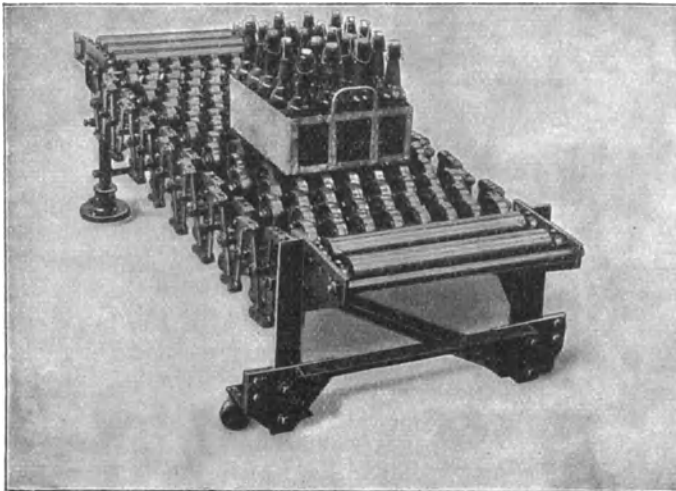
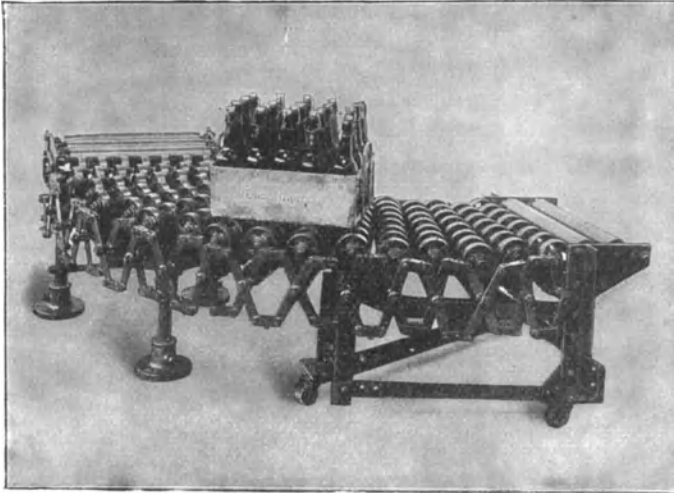


Abb. 380 und 381. Verstellbare Kurven für Rollenförderer, Bauart Stotz.

Man kann auch leicht Weichen in die Bahn einfügen, indem man  
ein Stück der Bahn schwenkbar macht und es entweder auf den in  
gerader Richtung sich fortsetzenden oder auf den in einer Kurve  
abzweigenden Strang einstellt. Die Förderrichtung läßt sich bei  
einzelnen Rollbahnstücken dadurch umkehren, daß man das betref-

fende Element in der senkrechten Ebene um ein geringes Maß schwenkbar macht. Zur Abwärtsförderung auf größere Höhen können Spiralstrecken eingebaut werden.

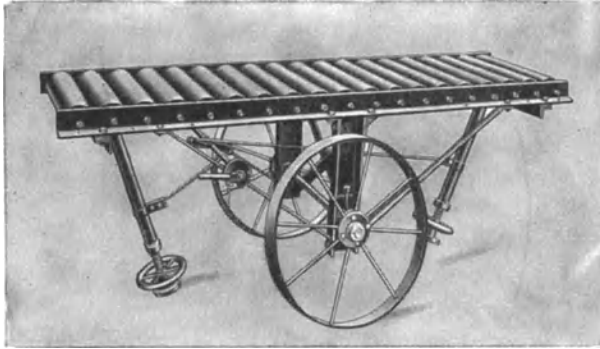


Abb. 382. Fahrbares Rollbahnelement. Ausführung für unebenen Boden (Siegerin-Goldman-Werke).

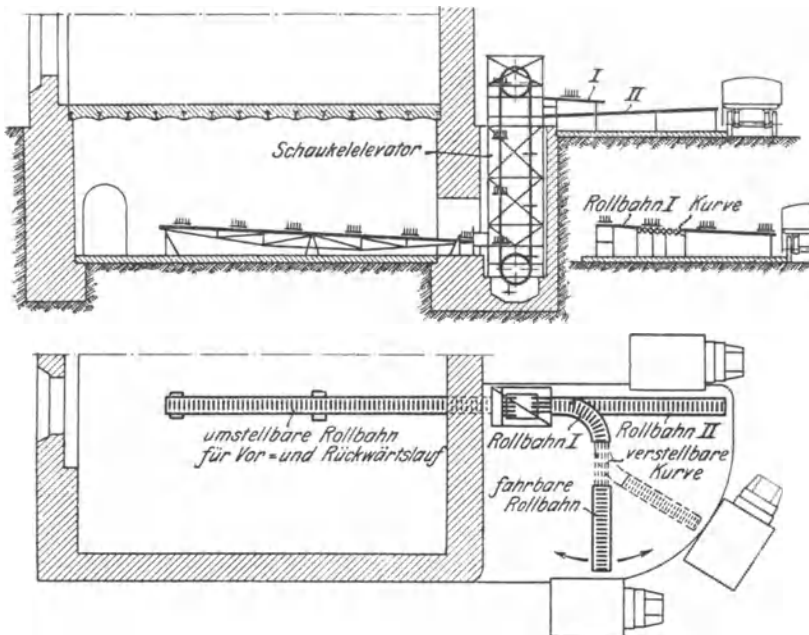


Abb. 383 und 384. Förderanlagen für Flaschenkästen nach einem Entwurf von Stotz.

Einen recht guten Einblick in die vielseitige Anwendbarkeit einer Rollbahnanlage geben Abb. 383 und 384. Die Einrichtung dient dazu, um Flaschenkästen in den Lagerkeller und aus dem Lagerkeller

nach den Fuhrwerken zu befördern. Unten im Keller ist eine Rollbahn mit umkehrbarer Förderrichtung vorgesehen, die an einen Schaukelaufzug für Auf- und Abwärtsförderung anschließt. Die nach oben beförderten Kästen gehen auf die Kurve des oberen, auf der Verladeplattform aufgestellten Förderers (Rollbahn I) über und laufen im Gefälle zu den Fuhrwerken. Das Ende der Rollbahn ist schwenkbar, da ein versetzbare Kurvenstück eingeschaltet ist. Die mit dem Fuhrwerk ankommenden Flaschenkästen laufen auf der entgegengesetzt geneigten Rollbahn II zum Aufzug, der sie nach unten befördert und dort dem Kellerförderer übergibt, der jetzt für die umgekehrte Laufrichtung eingestellt ist.

Rollbahnen mit Schwerkraftbetrieb lassen sich auch verwenden, um den Übergang zwischen zwei anderen Förderern, z. B. Bändern oder Schleppern, herzustellen, namentlich wenn diese Förderer im Winkel zueinander arbeiten.

---

## 11. Abschnitt.

### Schnecken und Spiralen.

Das fördernde Element bildet ein schraubenförmig gewundenes Blech, Flacheisen o. dgl., das sich um die Achse der Schraubensfläche dreht. Das zwischen den Schraubengängen befindliche Fördergut wird durch die Schwerkraft — bei senkrechten Schnecken durch Reibung — verhindert, sich mitzudrehen, so daß es eine geradlinig fortschreitende Bewegung annehmen muß. Die Schraubenwindungen sind bei den Schnecken und Spiralen an einer Welle befestigt, die sich in einem feststehendem Troge dreht (Abb. 385 und 386).

#### a) Ausführung.

Der Schnecke liegt eine Schraubenfläche zugrunde, deren Erzeugende senkrecht zur Achse steht (Abb. 387). Die Fläche ist nicht abwickelbar.

Die einzelnen Schneckengänge werden gewöhnlich aus kreisförmig ausgestanzten Blechen durch Hämmern oder Pressen hergestellt und zusammengenietet. Zuweilen wird auch die Formänderung durch Walzen hervorgebracht.

Caldwell stellt die Schnecken durch Walzen aus Flacheisenstreifen her (Abb. 388) und vermeidet auf diese Weise die beim Ausstanzen der Scheiben entstehenden Materialverluste, sowie die beim Fördervorgang hinderlichen Blechstöße<sup>1)</sup>.

---

<sup>1)</sup> American Machinist, 10. Nov. 1900, S. 1022. Vergl. auch 2. Aufl., S. 206.



Statt des Flacheisens ist auch als Rohmaterial keilförmiges Eisen benutzt und damit erreicht worden, daß, umgekehrt wie bei Caldwell,

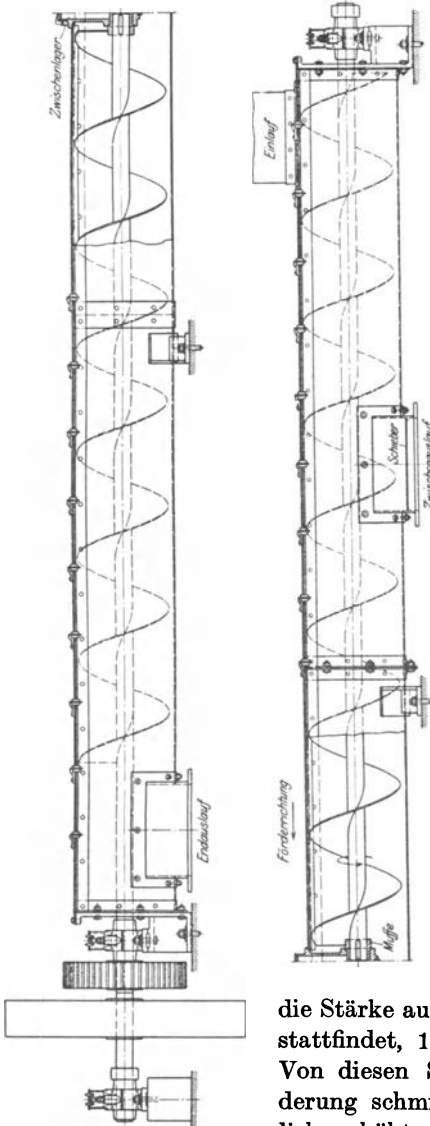


Abb. 385 und 386. Gesamtdarstellung einer Förderschnecke (Grueber).

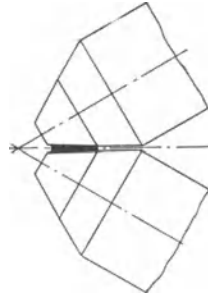


Abb. 388. Walzen der Schneckengänge.

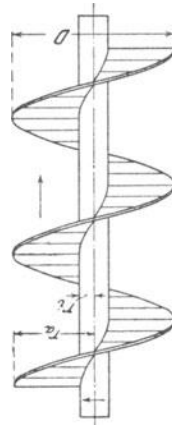


Abb. 387. Förderschnecke.

die Stärke außen, wo die stärkste Abnutzung stattfindet, 1,5 bis 2 mm größer ist als innen. Von diesen Schnecken darf daher bei Förderung schmirgelnden Materials eine wesentlich erhöhte Lebensdauer erwartet werden, zumal das kalte Walzen dem Eisen eine bedeutende Härte erteilt.

In Amerika kommen für Kohle, Erze, Sand und andere stark abnuzend wirkende Stoffe häufig gußeiserne Schnecken zur Anwendung. Die einzelnen Gewindgänge werden mit Rohrstücken

zusammengegossen, die über die Welle geschoben werden und mit Vorsprüngen und Nuten ineinandergreifen (Abb. 389). Bessere Widerstandsfähigkeit als volle Schnecken aus Blech haben auch die Flacheisenspiralen (Abb. 390) wegen ihrer größeren Materialstärke. Sie eignen sich daher für schwere Beanspruchung. Großstückiges Fördergut und ungleichmäßige Zuführung geben außer-

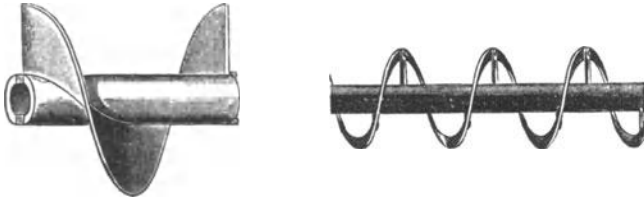


Abb. 389. Gußeiserne Schnecke.      Abb. 390. Flacheisenspirale.

dem weniger leicht zu Verstopfungen Anlaß, weil die Spirale bei überfüllten Gängen dem Material durch die Lücken hindurchzutreten und sich besser zu verteilen gestattet. Bei nicht zusammenhängendem Material ist jedoch die Leistung geringer.

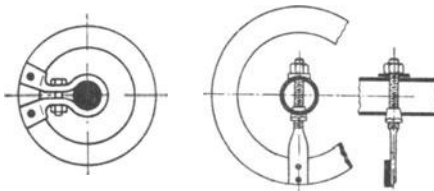


Abb. 391 bis 393.  
Verbindung der Schnecke mit der Welle.

Die Schnecken und Spiralen können auf mannigfache Weise an der Welle befestigt werden. Einige Verbindungsarten zeigen Abb. 391 bis 393.

Statt zusammenhängender Windungen werden einzelne schräg gestellte Blechstücke nach Abb. 394 und 395 angewandt, wenn sich mit der

Förderung eine gründliche Mischung des Materials verbinden soll (Rührschnecke).

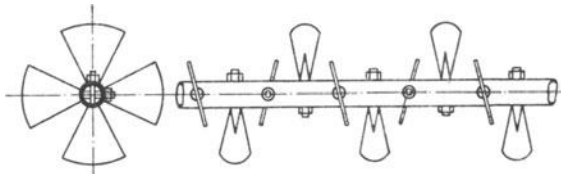


Abb. 394 und 395. Rührschnecke.

Die Wellen bestehen häufig aus Rohren von 3 bis 5 mm Wandstärke, mit End- und Zwischenzapfen aus Rundeisen, die mit den durch einen Ring verstärkten Rohrenden durch Schrauben verbunden werden (Abb. 396). Eine andere empfehlenswerte Kupplung zeigt Abb. 397. Der Kopf des T-förmigen Bolzens wirkt hier nach Art eines Keiles und bietet gute Anlageflächen.

Die Welle wird durch die bei der Förderung auftretenden Widerstände auf Verdrehung und Biegung, außerdem durch das Eigengewicht auf Biegung beansprucht. Eine Festigkeitsrechnung ist indessen kaum durchzuführen, weil bei Klemmungen und Verstopfungen Kräfte von unbestimmter Höhe entstehen können.

Gewöhnlich werden die Schnecken als Massenware mit den gleichen Wellendurchmessern für beliebige Längen hergestellt. Zu

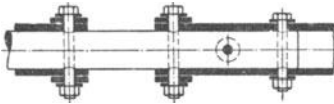


Abb. 396. Wellenzapfen.

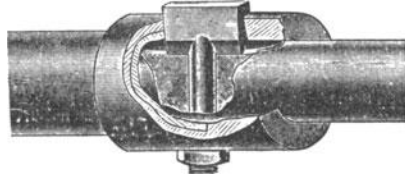


Abb. 397. Wellenkupplung.

beachten ist, daß mit der Abnahme des inneren Durchmessers die Schwierigkeit der Herstellung der Schnecke wächst. Das Verhältnis des inneren zum äußeren Durchmesser schwankt etwa zwischen 1:3 bei den kleinsten und 1:7 bei den größten Schnecken.

Die Wellen werden in Abständen von 2,5 bis 3,5 m durch Zwischenlager gestützt. Für die Größe des Lagerabstandes ist die

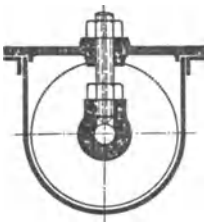


Abb. 398. Schneckenlager.

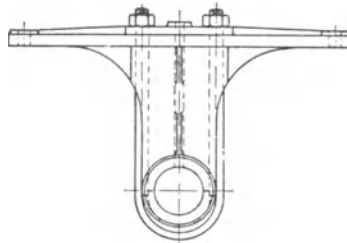


Abb. 399. Geteiltes Schneckenlager.

zwischen den Lagern auftretende Durchbiegung maßgebend. Wird beispielsweise verlangt, daß eine Schnecke von 200 mm Durchmesser, deren Welle aus einem Rohr von 50 mm innerem und 60 mm äußerem Durchmesser besteht (Trägheitsmoment  $\Theta = 32,94 \text{ cm}^4$ ), und die 15 kg/m wiegt, nicht mehr als 2 mm durchhängen soll, so ergibt sich der Lagerabstand aus der Gleichung:

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{\alpha \cdot q \cdot l^4}{\Theta}$$

$$\text{zu } l = \sqrt[4]{\frac{0,2 \cdot 384 \cdot 2000000 \cdot 32,94}{5 \cdot 0,15}} = 287 \text{ cm.}$$

Diese Rechnung trifft zwar nicht vollständig zu, weil die Welle durch die Schneckenwindungen versteift und an den Zwischenlagern nicht gestoßen wird, kann aber wenigstens für Vergleiche von Nutzen sein.

Die Zwischenlager geben leicht Anlaß zu Verstopfungen, weil an dieser Stelle die Schneckengänge unterbrochen sind, so daß der Fördervorgang eine Störung erleidet, und weil außerdem das Lager ein Hindernis für die Fortbewegung des Materials bildet. Es empfiehlt sich deshalb, Länge und Durchmesser des Lagers möglichst klein zu halten. Einfach und zweckmäßig ist das in Abb. 398 dargestellte ungeteilte Lager, dessen Höhenlage mit Hilfe der Schraube bequem eingestellt werden kann. Dagegen läßt sich das geteilte

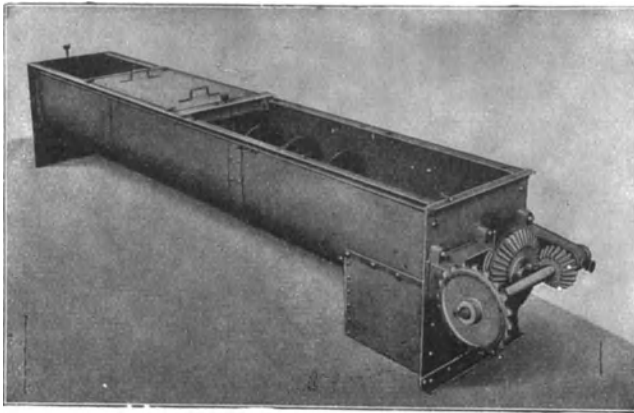


Abb. 400. Schnecke von Stotz.

Lager nach Abb. 399 bequemer ein- und ausbringen, hat auch bessere Seitensteifigkeit.

Die Endlager werden als einteilige feste Lager ausgeführt, erhalten bei besseren Ausführungen wohl auch selbsttätige Einstellung. Sie müssen imstande sein, den von der Welle ausgeübten Schub, welcher gleich dem der Fortbewegung des Materials sich entgegengesetzten Widerstande ist, aufzunehmen.

Die Schnecke läuft in einem Troge aus Blech von 2 bis 5 mm Stärke (Abb. 385, 386, 398, 400) oder aus Holz. Der Spielraum zwischen Schnecke und Trog sollte möglichst gering gehalten werden, damit das Zurückbleiben von Material und gegebenenfalls das Einklemmen größerer Stücke möglichst verhindert wird. Er beträgt bei guten Ausführungen je nach der Größe der Schnecke 3 bis 5 mm. Der Trog wird oben mit Deckeln verschlossen, die behufs Beseitigung von Verstopfungen leicht abgenommen werden können.

Das Fördergut kann an beliebiger Stelle in den Trog eingeschüttet werden. Nicht selten liegt die Schnecke unmittelbar unter der Öffnung eines Füllrumpfes und zieht dessen Inhalt gleichmäßig ab. Die Entleerung geschieht gleichfalls an beliebiger Stelle durch Öffnungen mit Schieberschluß.

Die Schnecken arbeiten gewöhnlich wagerecht oder in mäßigen Steigungen, werden aber auch für steil geneigte oder senkrechte

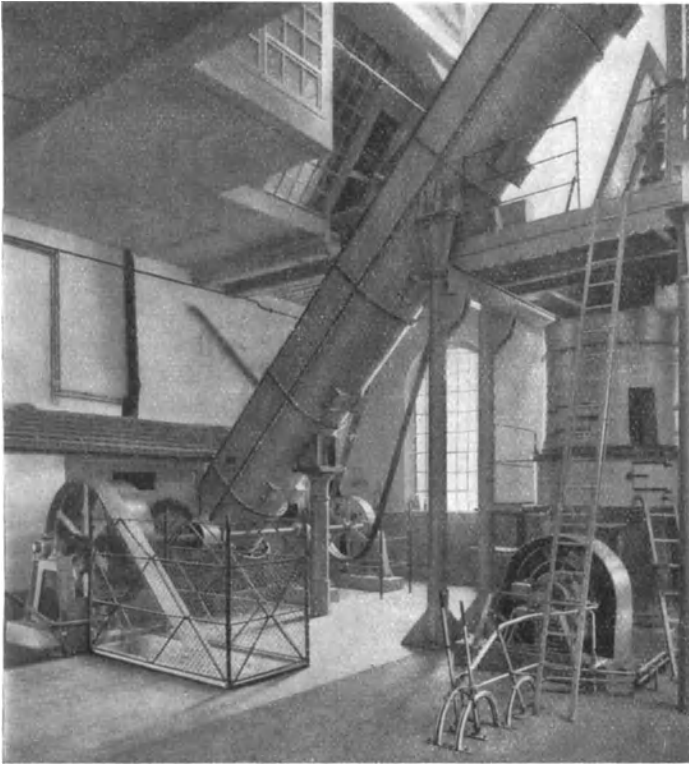


Abb. 401. Schnecke zum Heben von Rüben (Dinglinger).

Förderung benutzt. Die Reibung an den Wänden des die Schnecke umschließenden zylindrischen Rohres vertritt dann die Stelle der Schwerkraft, indem sie das Fördergut verhindert, mit der Schnecke umzulaufen. Die Umlaufzahl wird bei senkrechter Anordnung erhöht.

Eine Ausführung für steil ansteigende Förderung, wobei die Schnecke einen Elevator ersetzt, gibt Abb. 401. Die Anordnung wird für Rüben empfohlen; als besonderer Vorteil wird ihr zugeschrieben, daß die Rüben keine Beschädigung erleiden.

**b) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.**

Es bezeichne

$D$  den äußeren Durchmesser der Schnecke in m,

$s$  die Steigung der Schnecke in m,

$\varphi$  den Füllungsgrad, d. h. die Zahl, welche angibt, der wievielte Teil des Schneckenquerschnittes bei der Förderung mit Material gefüllt zu denken ist.

Dann ergibt sich aus der Überlegung, daß bei jeder Umdrehung das im Troge befindliche Gut um die Strecke  $s$  fortschreitet, die Leistung zu:

$$V = 60 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{4} D^3 \cdot s \cdot n \text{ (cbm/st) . . . . . (41)}$$

Die Zahl  $\varphi$  ist um so höher einzusetzen, je kleiner die Steigung ist. Bei mittlerer Steigung kann für die kleinsten Schnecken etwa  $\varphi = \frac{1}{3}$ , für die größten  $\varphi = \frac{1}{4}$  angenommen werden.

Die Angaben über Umlaufzahlen wechseln in sehr weiten Grenzen. Die in Zahlentafel 18 enthaltenen Zahlen sind daher nur als Mittelwerte anzusehen, die zuweilen um 30 vH unter- und um mehr als 100 vH überschritten werden. Je langsamer die Schnecke läuft, um so größer muß ihr Durchmesser sein, um so geringer aber fallen Kraftverbrauch, Verschleiß und Schädigung des Fördergutes aus. Da die Schnecke an sich ein billiges Fördermittel ist, wird es meist unwirtschaftlich sein, die Umlaufzahlen übermäßig hoch zu wählen, besonders bei harten Stoffen.

Die Steigung schwankt zwischen 0,5  $D$  und 1,0  $D$ . Für hartes und großstückiges Material ist kleine Steigung vorzuziehen, da sie eine glattere Erledigung des Fördervorganges begünstigt. Schwer beanspruchte Schnecken werden auch wohl doppelgängig ausgeführt. Im Mittel kann angenommen werden:

$$s = \frac{4}{5} D \text{ für kleine}$$

und

$$s = \frac{2}{3} D \text{ für große Schnecken.}$$

**Zahlentafel 20.**

## Durchschnittsangaben für Förderschnecken.

|  |     |     |     |     |     |     |     |     |     |
|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Äußerer Durchmesser $D$ (mm) . . . . . | 100 | 120 | 160 | 200 | 250 | 300 | 400 | 500 | 600 |
| Steigung $s$ (mm) . . . . .            | 80  | 95  | 125 | 150 | 180 | 210 | 280 | 340 | 400 |
| Umdrehungszahl $n$ . . . . .           | 100 | 90  | 80  | 70  | 65  | 60  | 55  | 50  | 45  |
| Wellenstärke $d$ (mm) . . . . .        | 35  | 40  | 50  | 55  | 60  | 70  | 80  | 90  | 100 |
| Leistung $V$ (cbm/st) . . . . .        | 1,2 | 1,8 | 3,7 | 5,9 | 10  | 15  | 31  | 52  | 76  |

Zahlentafel 20 gibt gebräuchliche Mittelwerte, die aber, wie erwähnt, in keiner Weise bindend sind.

Über den Bewegungswiderstand habe ich mit einer Schnecke von 240 mm äußerem Durchmesser und 200 mm Steigung bei 125 mm innerem Radius des Troges Versuche gemacht<sup>1)</sup>. Die Ergebnisse haben natürlich zunächst nur für diese Größe Geltung, indessen ist nach den Kratzerversuchen anzunehmen, daß bei anderen Abmessungen keine allzu großen Unterschiede auftreten werden, wenn auch vermutlich größere Schnecken etwas günstiger arbeiten dürften.

Man könnte vermuten, daß der Widerstandskoeffizient der Schnecke gleich dem des Kratzers wäre, dividiert durch den Wirkungsgrad der Schraube:  $\frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varrho)}$ . Indessen zeigten die Versuche, daß irgendein gesetzmäßiger Zusammenhang mit dem Widerstandskoeffizienten von Kratzern nicht besteht. Offenbar kommt es bei den Schnecken nicht mehr auf den Reibungskoeffizienten, sondern ausschließlich auf die Härte des Fördergutes an. So fand sich insbesondere für Koks beim Kratzer ein ziemlich geringer, bei der Schnecke ein sehr hoher Widerstandskoeffizient. Eine Erklärung ist leicht zu geben. Während die Kratzerschaukel die Stücke, die nicht durch den Spielraum zwischen Schaufel und Trog hindurchgehen, vor sich herschiebt und ihnen, falls einmal eine Klemmung eintritt, etwas ausweichen kann, zieht der Schneckengang, der besonders am äußersten Umfang ausgeprägte Selbstsperrung besitzt, die Stücke gewaltsam in den Spielraum hinein und drückt sie, da er vollkommen starr ist, entzwei. In der Tat wird ja auch die Schnecke für zerbrechliches Gut nur bei den allergeringsten Längen angewandt, weil sie das Material vollständig zermahlt.

Zu dem eigentlichen Verschiebewiderstand, der sich aus der Reibung des Fördergutes an den Trogwänden und den Schnecken­gängen ergibt, kommt noch der Widerstand hinzu, den das Durchpressen des Materials durch ein Zwischenlager verursacht. Da hier die Gänge unterbrochen sind, so treten unberechenbare Stauungen im Material auf, die bekanntlich bei großstückigem Material und nicht genügend kräftig bemessener Schnecke leicht zu Verstopfungen und Brüchen führen. Die Größe des Widerstandes wird natürlich von der Breite des freien Zwischenraumes abhängig sein, und daher sind die gefundenen Werte nicht für alle Verhältnisse maßgebend, indessen dürften sich bei richtig ausgeführten, normalen Schnecken wohl keine erheblichen Unterschiede gegenüber der zu den Versuchen benutzten Anführung von Stotz ergeben.

<sup>1)</sup> Vergl. die Fußnote auf S. 64.

Zahlentafel 21 gibt die Werte für den Verschiebungswiderstand und die Lagerdurchgangsarbeit, auf 1 kg Fördergut bezogen. Beide sind unabhängig vom Füllungsgrad, dagegen zeigte es sich, daß der Lagerdurchgangswiderstand mit der Umlaufzahl etwas abnimmt, wie aus dem bei Kohlenstaub für  $n=100$  angegebenen Werte ersichtlich ist. Für praktische Fälle genügt es, nach dem Wert für  $n=55$  die Durchgangsarbeit für andere Fälle schätzungsweise anzunehmen.

**Zahlentafel 21.**

Verschiebungs- und Lagerdurchgangswiderstände für eine Schnecke von 240 mm Durchm. und 200 mm Steigung.

| Fördergut             | Raumgewicht<br>$\gamma$ | Spezifischer Verschiebungswiderstand<br>$w$ | Lagerdurchgangsarbeit in PS für eine Leistung von 1 t/st |             |
|-----------------------|-------------------------|---|--|-------------|
|                       |                         |   | bei $n=55$   | bei $n=100$ |
| Getreide . . . . .    | 0,73                    | 1,85  | 0,0019   | —           |
| Kohlenstaub . . . . . | 0,78                    | 2,1   | 0,0050   | 0,0041      |
| Kesselkohle . . . . . | 0,66                    | 2,2   | 0,0072   | —           |
| Koks . . . . .        | 0,34                    | 3,0   | 0,0163   | —           |

Zu diesen Widerständen kommen noch die Reibung an den Halslagern und die Reibung im Spurlager, die aber hier eine untergeordnete Rolle spielen. Nimmt man die mittlere Steigung auf der Arbeitsfläche zu  $\frac{1}{4}$  an, so ist die Gesamtbelastung der beiden Halslager  $\frac{1}{4}$  des Verschiebungswiderstandes. Dann ergibt sich mit  $\mu=0,15$  und  $d$  als Zapfendurchmesser der Anteil des Verschiebungswiderstandes — in der Längsrichtung gemessen — zu:

$$W_3 = 0,15 \cdot \frac{1}{4} W \cdot \frac{d}{D} \cdot \frac{\pi D}{s}$$

Mit  $\frac{d}{D} = \frac{1}{6}$  und  $\frac{s}{D} = 0,75$  ist also

$$W_3 = 0,026 W.$$

Berücksichtigt man noch die Vermehrung der Lagerbelastung durch das Gewicht der Schnecke sowie die Spurzapfenreibung, so darf man annehmen, daß im Durchschnitt der Kraftverbrauch sich durch die Lagerreibung um etwa 4 bis 5 vH erhöhen wird.

Beispiel:

Eine Schnecke soll 10 Tonnen = 13 cbm Kesselkohle in der Stunde auf eine Länge von 20 m fördern.

Nach Zahlentafel 20 wird eine Schnecke von 300 mm Durchmesser und 210 mm Steigung bereits bei  $\frac{13}{15} \cdot 60 = 52$  Umläufen in der Minute genügen.



Der Kraftverbrauchscoeffizient für die eigentliche Verschiebung des Materials im Troge ist mit  $w = 2,2$  nach Gleichung 4:

$$N_1 = \frac{2,2 \cdot 10 \cdot 20}{270} = 1,63 \text{ PS.}$$

Werden 6 Zwischenlager angewandt, so berechnet sich der Kraftverbrauch für den Lagerdurchgangswiderstand zu

$$N_2 = \frac{10000}{3600} \cdot 0,0072 \cdot 6 = 0,12 \text{ PS.}$$

Mit Einschluß der Lagerreibung (5 vH) ergibt sich also

$$N = 1,05 (1,63 + 0,12) = 1,84 \text{ PS,}$$

und der Kraftverbrauchscoeffizient:

$$\kappa = \frac{270 \cdot 1,84}{10 \cdot 20} = 2,5.$$

Mit Rücksicht auf zeitweilige Überlastungen infolge von Verstopfung wird man gut tun, den Motor für eine Dauerleistung von  $2\frac{1}{2}$  PS zu wählen.

### c) Anwendbarkeit.

Die Schnecke hat den Vorzug, der einfachste von allen Förderern zu sein. Der Antrieb beschränkt sich auf die Drehung einer ziemlich rasch laufenden Welle, die Bedienung auf das Schmieren einiger Lager. Äußere bewegte Teile sind nicht vorhanden, der Platzbedarf ist gering. Die Anschaffungskosten stellen sich niedrig.

Nachteilig dagegen ist, daß zwischen dem Fördergut und seiner Unterlage wie auch den fördernden Elementen stetige Reibung stattfindet, die für leicht zerreibliches Material schädlich ist. Harte, feste Stoffe lassen sich andererseits nicht gut mit Schnecken befördern, weil kleine Stückchen, die sich zwischen Schnecke und Trog einklemmen, bei der Unnachgiebigkeit der Förderelemente Betriebsstörungen und Brüche herbeiführen können. Stücke, die eine im Verhältnis zum Schneckenhalbmesser erhebliche Größe haben, bringen leicht Verstopfungen hervor, indem sie sich an den Zwischenlagern festsetzen. Das gleiche kann eintreten bei Stoffen, die zum Zusammenballen neigen, indessen läßt sich hier gegebenenfalls durch Anwendung von Rührschnecken (Abb. 394 und 395) Abhilfe schaffen. Weniger leicht treten Verstopfungen auf bei Flacheisenspiralen.

Schnecken werden vorzugsweise benutzt zur Förderung von Getreide, Sägespänen, Mahlprodukten aller Art, auch solchen mineralischer Herkunft, wie Zement, ferner für viele chemische Produkte und Nußkohle.

Die Bedingungen, welche die Verwendung von Schnecken begünstigen, sind:

1. Geringe Förderlänge, da dann alle schädlichen Einflüsse zurücktreten gegenüber der Einfachheit der Anlage.

2. Sehr geringe Fördermenge, für die andere Fördermittel ihres höheren Preises wegen unwirtschaftlich wären. Der Kraftverbrauch

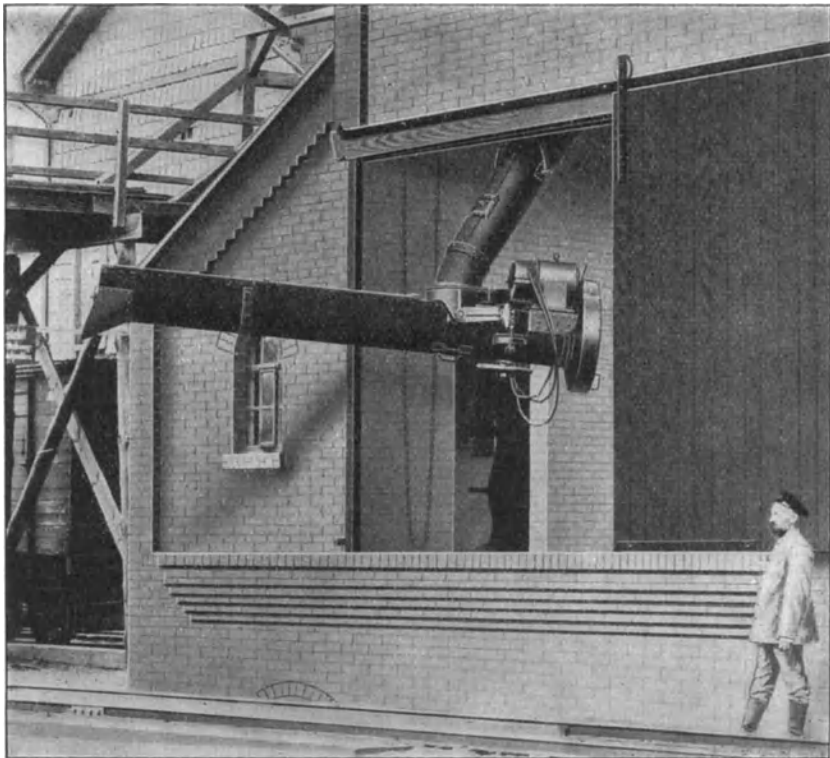


Abb. 402. Schwenkbare Schnecke zur Beladung von Eisenbahnwagen (Luther).

ist in solchem Falle meist so gering, daß er nicht in die Wagschale fällt.

3. Schwierige Raumverhältnisse, da die Schnecke wenig Platz einnimmt, leicht gelagert werden kann und infolge des Fehlens äußerer bewegter Teile den Verkehr wenig stört.

Eine Anwendung der Schnecke, die für diesen Gesichtspunkt ein treffendes Beispiel gibt, ist in Abb. 402 dargestellt. Die Schnecke dient zum Beladen gedeckter Eisenbahnwagen mit Kalisalz und ist lang genug ausgeführt, um den Wagen in der ganzen Breite zu beschicken. Sie ist samt Antriebsmotor um eine senkrechte Achse

drehbar an einem wiederum für sich schwenkbaren Materialzuführungsrohr gelagert, so daß sie jede beliebige Stellung einnehmen kann. Die Schnecke läßt sich sehr rasch aus dem Wagen zurückziehen und wieder in einen neuen Wagen einführen.

Für den gleichen Zweck sind auch schon Förderbänder vorgeschlagen worden, indessen ist die Einrichtung mit Schnecke bei geeignetem Fördergut weit einfacher und billiger.

## 12. Abschnitt.

### Förderrohre.

Förderrohre arbeiten ähnlich wie Schnecken und unterscheiden sich von diesen nur dadurch, daß der Trog als geschlossenes Rohr ausführt wird und mit umläuft. Die Schraubengänge werden an der Rohrwand befestigt, und die Welle fällt fort. Während der Förderung treten starke Verschiebungen im Material und kräftige Mischwirkung auf.

#### a) Ausführung.

Das Förderrohr erhält gewöhnlich zylindrischen Querschnitt (Abb. 403 und 404). Die Höhe der Windungen kann etwa  $b = 0,3 D$  gesetzt werden. Die Blechstärken sind ebenso zu wählen wie bei der Schnecke.

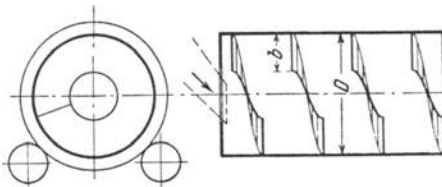


Abb. 403 und 404. Förderrohr.

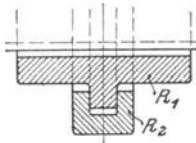


Abb. 406.  
Schieberbewegung.

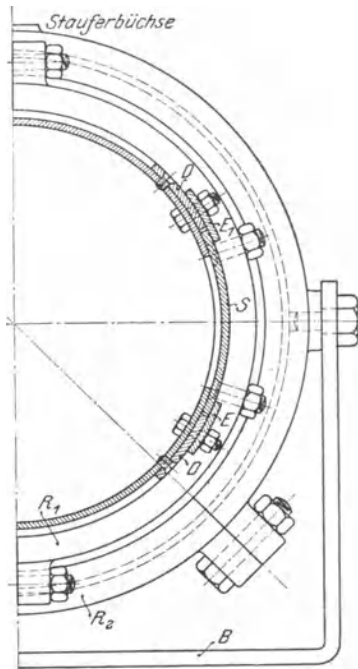


Abb. 405. Zwischenauslauf eines Förderrohres (Stotz).

Das Fördergut wird an einem Ende durch die Rohrmitte eingeführt und tritt am anderen Ende aus. Nicht so einfach wie bei Schnecken ist die Ausbildung von Zwischenausläufen, da die Öffnungen im Rohre sich drehen.

Abb. 405 und 406 geben Einzelheiten eines Zwischenauslaufes. Auf zwei gegenüberliegenden Seiten des Rohres sind rechteckige Öffnungen von  $100 \times 180$  mm lichter Weite angebracht, durch die sich das Fördergut ruckweise entleert. Zum Verschuß dient auf jeder Seite ein Schieber  $S$ , der durch die angeschraubten Flacheisen  $E$  am Abklappen verhindert und durch Flacheisen  $D$  auf der ganzen Länge seitlich geführt wird. Die Schieber sind mit Schrauben an einem Ringe  $R_1$  befestigt, der mit dem Rohre umläuft und von einem zerteiligen Ringe  $R_2$  umschlossen wird, der in dem Bügel  $B$  mit Zapfen gelagert ist. Zur Schmierung der aufeinander gleitenden Ringflächen dient eine in dem höchsten Punkt von  $R_2$  eingeschraubte Staufferbüchse. Um den Schieber während des Ganges zu öffnen oder zu schließen, hat man den Bügel  $B$  zu verschieben.

#### b) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.

Die Leistung von Förderrohren ist wie die der Schnecken aus der Formel:

$$V = 60 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^3 \cdot s \cdot n \quad (\text{cbm/st}) \quad . . . . . \quad (41)$$

zu berechnen.

Der Füllungsgrad  $\varphi$  schwankt auch hier zwischen  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{4}$ .

Große Steigung ist dem Abgleiten des Fördergutes an den Gängen hinderlich, begünstigt also die Neigung des Materials, mit dem Rohre umzulaufen. Daher ist die Steigung niedriger zu wählen als bei Schnecken. Dieselbe Wirkung haben hohe Umlaufgeschwindigkeiten. Das Material wird stets eine Strecke weit von dem Mantel des Rohres mit in die Höhe genommen. Wächst die Geschwindigkeit, so geht die Mitnahme so weit, daß ein Teil des Gutes von oben wieder in den vorhergehenden Schneckengang zurückfällt, so daß die Förderung sinkt. Wird endlich die Geschwindigkeit so weit gesteigert, daß im höchsten Punkte die Zentrifugalkraft gleich der Schwerkraft ist, so läuft das Material mit dem Rohre um, und die Förderung hört vollständig auf. Dieser Grenzfall tritt ein bei:

$$g = \omega^2 \cdot r = \left( \frac{2 \pi \cdot n}{60} \right)^2 \cdot r.$$

Mit  $r = \frac{1}{2} D$  ergibt sich aus der Formel die kritische Umlaufzahl zu:

$$n_0 = \frac{42,3}{\sqrt{D}}.$$

Nach Mitteilungen von Zimmer<sup>1)</sup> über Versuche mit Getreide scheint es, daß die größte Leistung etwa bei  $n = 0,75 n_0$  erreicht wird. Mit Rücksicht auf Abnutzung und Kraftverbrauch wird es aber in der Regel zweckmäßig sein, einen geringeren Wert zu wählen, etwa

$$n = 0,5 n_0 = \frac{21}{\sqrt{D}} \dots \dots \dots (42)$$

Hiermit sind die folgenden Werte berechnet:

**Zahlentafel 22.**  
Leistung von Förderrohren.

|                                 |     |     |     |     |     |
|---------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Rohrdurchmesser $D$ (mm)        | 200 | 300 | 400 | 500 | 600 |
| Steigung $s$ (mm) . . . . .     | 100 | 150 | 200 | 250 | 300 |
| Umlaufzahl $n$ . . . . .        | 47  | 38  | 33  | 30  | 27  |
| Leistung $V$ (cbm/st) . . . . . | 2,5 | 7   | 14  | 25  | 40  |

In bezug auf den Kraftverbrauch steht das Förderrohr insofern günstiger da als die Schnecke, als keine Klemmungen auftreten können. Ungünstig wirkt dagegen der Umstand, daß das Gut unter dem Einfluß der Reibung und der Zentrifugalkraft eine Strecke weit in die Höhe genommen wird, um immer wieder herunterzufallen, ein Vorgang, wie er bei Kugelmühlen und Mischmaschinen behufs Zerkleinerung und Mischung des Materials hervorgerufen wird. Der hierzu erforderliche Arbeitsaufwand muß mit wachsender Umlaufzahl zunehmen.

Über den Kraftverbrauch von Förderrohren ist mir nur ein Versuch bekannt<sup>2)</sup>. Ein Rohr von 762 mm Durchmesser mit Gewinde von 305 mm Steigung förderte bei 36 Umdrehungen ( $= 0,75 n_0$ ), wobei das Fördergut ungefähr bis zu 130 mm über die Mitte des Rohres mitgenommen wurde, rund 80 t Weizen in der Stunde und verbrauchte dabei 1,3 PS auf 1 m Länge. Danach war

$$z = \frac{270 \cdot 1,3}{80 \cdot 1} = 4,4.$$

### c) Anwendbarkeit.

Das Förderrohr wird in ähnlichen Fällen angewandt wie die Schnecke. Es hat dieser gegenüber den Vorzug, daß keine gegeneinander sich bewegenden starren Teile vorhanden und daher Klemmungen ausgeschlossen sind. Demnach ist das Förderrohr betriebssicherer, dafür aber teurer als die Schnecke. Es bringt eine vorzügliche Mischung des geförderten Gutes hervor.

<sup>1)</sup> S. 42 und 43.

<sup>2)</sup> Zimmer, S. 43.

Das Material wird zuweilen während der Beförderung mittels eines durch den inneren freien Raum gesaugten Luftstromes gekühlt oder getrocknet.

Das Förderrohr kann durch Zugstangen ringsum versteift und so auf eine längere Strecke, z. B. zwischen zwei Gebäuden, freitragend geführt werden.

---

### 13. Abschnitt.

#### Schwingeförderrinnen.

Allen Schwingeförderrinnen gemeinsam ist, daß die Antriebskraft auf das am Boden eines sich hin- und herbewegenden Troges liegende Fördergut durch Reibung übertragen wird. Ein Unterschied besteht darin, daß der Auflagedruck des Rinneninhalts bei der einen Gattung, den sogenannten „Schüttelrinnen“, veränderlich, bei der anderen gleichbleibend ist, nämlich gleich dem Gewichte des Körpers.

##### a) Wirkungsweise der Schüttelrinnen.

Der Auflagedruck ändert sich stetig infolge schnell aufeinanderfolgender Hebungen und Senkungen des Troges. Wie Abb. 407 bis 410 zeigen, stützt sich die Rinne auf schrägstehende Stäbe und erhält so, von einer rasch laufenden Kurbel angetrieben, ihre eigentümliche Bewegung<sup>1)</sup>. Die Wirkungsweise läßt sich am besten durch ein Beispiel erläutern. Es sei:

der Kurbelhalbmesser  $r = 0,015$  m,

die minutliche Umlaufzahl  $n = 400$ ,

also die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens

$$c = \frac{2\pi \cdot 0,015 \cdot 400}{60} = 0,628 \text{ m/sek,}$$

der Neigungswinkel der Stützfedern gegen die Senkrechte

$$a = 20^\circ,$$

demnach

$$\text{tg } \alpha = 0,364$$

der Reibungskoeffizient des geförderten Gegenstandes gegenüber der Rinne  $f = 0,4$ .

Der Ausschlag der Rinne ist sehr klein gegenüber der Länge der Pleuelstange und der Stützfedern, die deshalb als unendlich lang angesehen werden dürfen. Ein Punkt der Rinne bewegt sich

---

<sup>1)</sup> Vergl. auch Patentschrift 175 486.

also nach Abb. 411 auf einer unter dem  $\sphericalangle \alpha$  gegen die Wagerechte geneigten Geraden  $a_1 b_1$ . Die Antriebswelle liege in einer Wagerechten mit dem Angriffspunkt der Pleuelstange, eine vereinfachende Annahme, die praktisch im allgemeinen nicht zutreffen wird, aber nur geringen Einfluß auf das Rechnungsergebnis hat.

Die wagerechte Beschleunigung der Rinne bei einem bestimmten Drehwinkel  $\varphi$  ist  $\frac{c^2}{r} \cdot \cos \varphi$  und, wie aus Abb. 411 hervorgeht, die senkrechte Beschleunigung  $\frac{c^2}{r} \cdot \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha$ .

Der Auflagedruck des in der Rinne sich bewegenden Kernes vom Gewichte  $G$  beträgt daher:

$$N = G + \frac{G}{g} \cdot \frac{c^2}{r} \cdot \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Am größten ist  $N$  für  $\varphi = 0$ , wo  $\cos \varphi = 1$ , am kleinsten für  $\varphi = \pi$ , wo  $\cos \varphi = -1$  wird. Für diese beiden Kurbelstellungen ergibt sich im vorliegenden Fall:

$$N = G \left( 1 \pm \frac{0,628^2}{9,81 \cdot 0,015} \cdot 0,364 \right) \\ = 1,975 G \text{ bzw. } 0,025 G.$$

Bei geringer Vergrößerung der Umlaufzahl wäre das zweite Glied in der Klammer  $> 1$ , also der Auflagedruck im Hubwechsel  $b$  negativ, d. h. der Kern würde sich von der Rinne abheben und eine springende Bewegung machen.

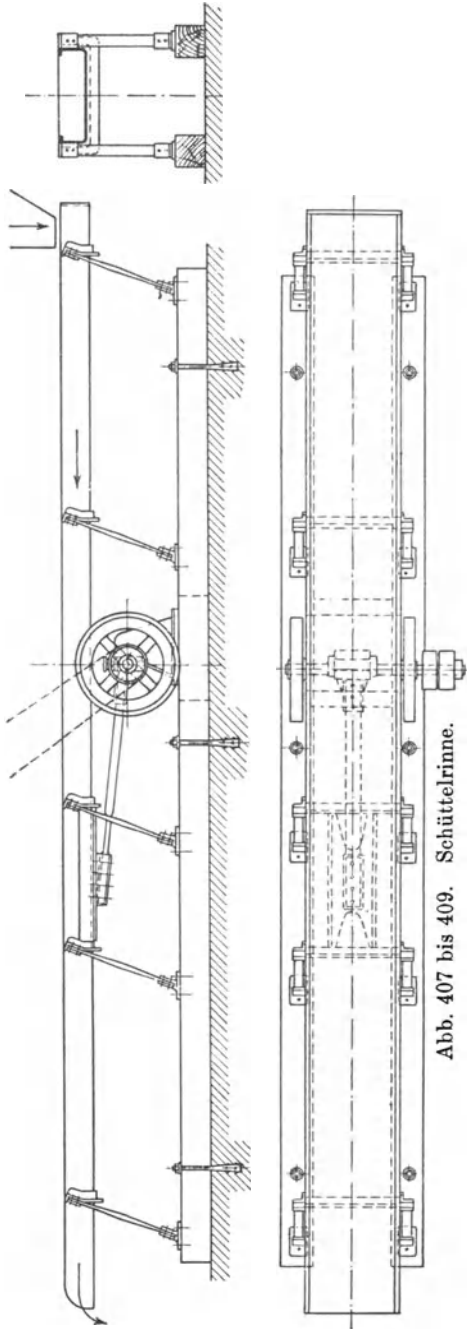


Abb. 407 bis 409. Schüttelrinne.

Der Gleitwiderstand des Kernes bei einem beliebigen  $\varphi$  ist:

$$R = f \cdot N = f \left( G + \frac{G c^2}{g r} \cdot \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha \right).$$

Diese Kraft allein beeinflusst die Bewegung des Kernes in waagrechter Richtung, indem sie sich dem Gleiten auf dem Rinnenboden

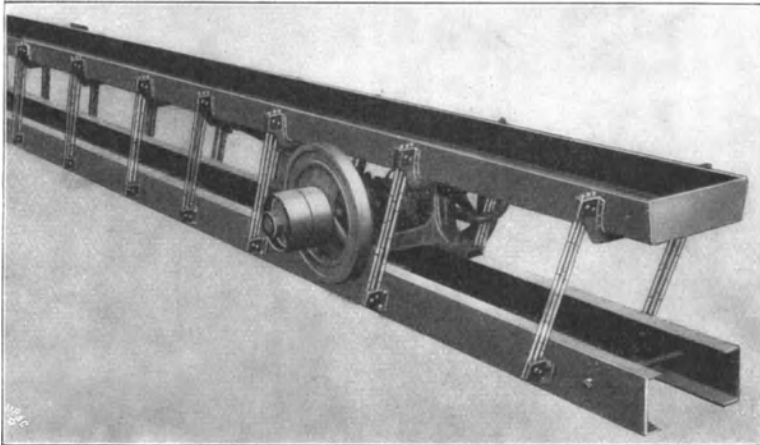


Abb. 410. Schüttelrinne.

widersetzt. Sie beschleunigt den Kern, solange die Geschwindigkeit der Rinne größer ist, und verzögert ihn, sobald er der Rinne voraus-eilt. Die positive bzw. negative Beschleunigung des Kernes durch die Reibung beträgt:

$$p = \frac{R}{m} = \frac{f \left( G + \frac{G c^2}{g r} \cdot \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)}{\frac{G}{g}}$$

$$p = f \left( g + \frac{c^2}{r} \cdot \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \dots \dots \dots (43)$$

Dieser Wert ist maßgebend für die Bewegung des Kernes, da er die höchste erreichbare Beschleunigung darstellt. Die waagrechte Beschleunigung oder Verzögerung der Rinne selbst

kommt nur dann in Frage, wenn einmal Rinne und Kern sich gemeinsam, also mit gleicher Geschwindigkeit bewegen und die Beschleunigung der Rinne

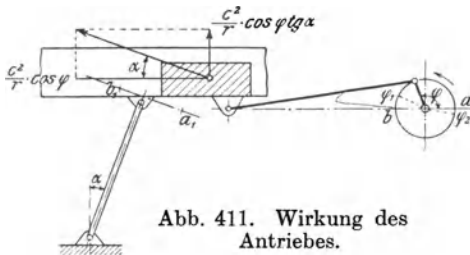


Abb. 411. Wirkung des Antriebes.



$\leq p$  ist. Das kann aber in allen praktischen Fällen, wie bei näherer Verfolgung des Vorganges leicht nachzuweisen ist, in keinem Augenblick eintreten.

Mit Einsetzung der gegebenen Größen findet sich:

$$p = 3,93 + 3,83 \cdot \cos \varphi \dots \dots \dots (44)$$

In Abb. 412 sind die hieraus berechneten Werte von  $p$  aufgetragen, bezogen auf den Drehwinkel  $\varphi$ . Abb. 413 enthält die Kurven der Geschwindigkeiten von Rinne und Kern. Erstere ( $= c \cdot \sin \varphi$ ) ist voll ausgezogen, letztere gestrichelt gezeichnet. Sie gilt für den ersten Umgang der Rinne und ist aus den weiter unten entwickelten Gleichungen berechnet.

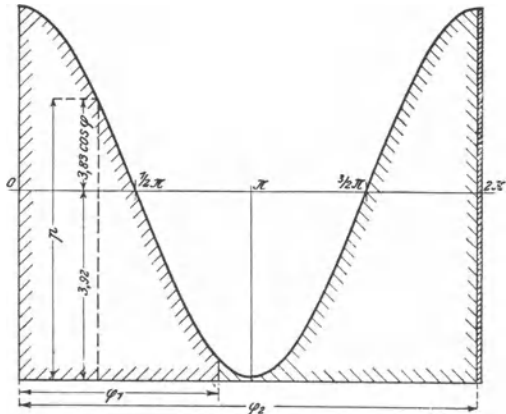


Abb. 412. Beschleunigung des Kernes.

Nehmen wir bei Betrachtung des Fördervorganges zunächst an, daß bei  $\varphi = 0$  der Kern in Ruhe ist, so muß er zu Beginn der Kurbeldrehung ziemlich rasch beschleunigt werden, ohne zunächst die Geschwindigkeit der Rinne zu erreichen. Dies kann erst im zweiten Quadranten eintreten, wenn die Rinne sich wieder verzögert hat, etwa bei dem  $\sphericalangle \varphi_1$ . Für die hier erreichte Kerngeschwindigkeit  $v_1$  gibt die Fläche über  $0 \varphi_1$  in Abb. 412 ein Maß. Ihr Inhalt ist

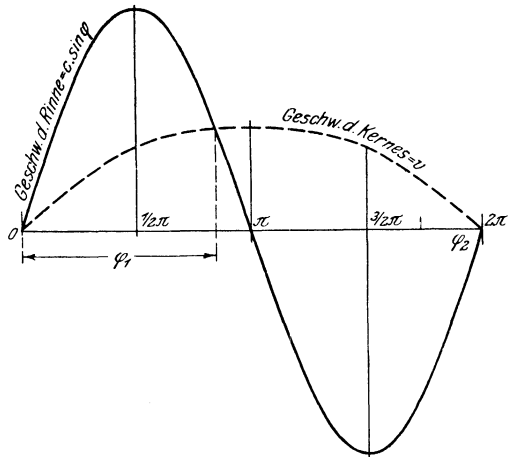


Abb. 413. Geschwindigkeitskurven.

$$\int_0^{\varphi_1} p d\varphi = \omega \int_0^{\varphi_1} p dt = \omega \cdot v_1,$$

wenn mit  $\omega$  die gleichbleibende Winkelgeschwindigkeit der Kurbel bezeichnet wird. Die Fläche ist also proportional der Kerngeschwindigkeit.

Von jetzt an eilt der Kern der Rinne vor, wird also verzögert, aber, wie Abb. 413 zeigt, in sehr geringem Maße, da die Beschleunigung der Rinne nach unten an dieser Stelle sehr groß und infolgedessen der Auflagedruck und die Reibung klein sind. Bei der Weiterdrehung der Kurbel über  $\pi$  hinaus wächst die Verzögerung, und der Kern wird zur Ruhe kommen, wenn der Inhalt der links steigend schraffierten Fläche, der die negative Beschleunigungswirkung darstellt, gleich dem der positiven, rechts steigend schraffierten Fläche geworden ist. Wie aus der Gestalt der Kurve leicht ersichtlich, kann dies erst sehr spät, kurz vor dem Hubwechsel, eintreten. Der Rest des Rücklaufs dient nun dazu, den Kern zunächst rückwärts in Bewegung zu setzen, bis seine Geschwindigkeit bei  $\sphericalangle \varphi_2$  gleich der der Rinne ist, und ihn dann wieder zu bremsen, so daß er bei  $\varphi = 2\pi$  eine gewisse geringe Geschwindigkeit nach rückwärts hat. Beim Beginn des Vorlaufs wird diese zunächst vernichtet, was infolge der anfänglich starken verzögernden Wirkung sehr bald geschieht, und dann der Kern wieder vorwärts bewegt. Die während der Beschleunigungsperiode erreichte Geschwindigkeit  $v_1$  muß jetzt, beim zweiten Umlauf, naturgemäß etwas kleiner, also  $\varphi_1$  größer sein, als vorher. Dementsprechend wird die Rücklaufgeschwindigkeit größer und  $\varphi_2$  kleiner. Bei dem nächsten Hube tritt derselbe Vorgang ein, indem  $\varphi_1$  nach rechts,  $\varphi_2$  nach links rückt, solange bis ein Beharrungszustand erreicht, also die negative Beschleunigungswirkung gleich der positiven geworden ist oder die beiden schraffierten Flächen über  $\varphi_1\varphi_2$  und  $\varphi_2\varphi_1$  denselben Inhalt haben. Erheblich größere Werte kann die Rücklaufgeschwindigkeit dabei nicht annehmen. Da nämlich die Fläche  $\varphi_1\pi$  gleich der über  $\varphi_2 2\pi$  werden muß, die erstere aber sich beständig verkleinert, so wird, wie aus der Abbildung hervorgeht, die Strecke  $\varphi_2 2\pi$  und damit die negative Geschwindigkeit sehr klein bleiben.

Nimmt man an, daß beim Anlauf der Kurbelzapfen statt in  $a$  sich in  $b$  befindet (Abb. 411), so tritt ein ähnlicher Vorgang ein, der mit Hilfe des Diagrammes, Abb. 412, leicht zu verfolgen ist. Der Beharrungszustand wird jetzt von der entgegengesetzten Seite her, aber erst nach längerer Zeit, erreicht.

Für das vorliegende Beispiel ergibt sich unter Festhaltung der obigen Voraussetzung, daß nämlich bei  $\varphi = 0$  der Kern in Ruhe war, und mit Benutzung von Gleichung (44) die Geschwindigkeit des Kernes an beliebiger Stelle:

$$v = \int p dt = \frac{r}{c} \int_0^{\varphi} p d\varphi = \frac{0,015}{0,628} \int_0^{\varphi} (3,92 + 3,83 \cdot \cos \varphi) d\varphi$$

$$v = 0,0937 \cdot \varphi + 0,0914 \cdot \sin \varphi \quad \dots \dots \dots (45)$$

Nach dieser Gleichung ist der erste Teil der in Abb. 413 eingetragenen Kurve für  $v$  bestimmt. Sie ergibt z. B. für  $\varphi = \frac{\pi}{2}$ :

$$v = 0,0937 \cdot \frac{\pi}{2} + 0,0914 \cdot 1 = 0,238 \text{ m/sek.}$$

Es ist jetzt der  $\sphericalangle \varphi_1$  zu ermitteln, bei dem Gleichheit der Geschwindigkeiten von Rinne und Kern eintritt. Erstere ist;

$$c \cdot \sin \varphi = 0,628 \cdot \sin \varphi .$$

Somit gilt:

$$0,628 \cdot \sin \varphi_1 = 0,0937 \cdot \varphi_1 + 0,0914 \cdot \sin \varphi_1 .$$

Daraus findet sich:

$$\varphi_1 = 2,66 (= 152^{\circ} 20'), \quad \sin \varphi_1 = 0,464$$

und

$$v_1 = 0,628 \cdot 0,464 = 0,291 \text{ m/sek.}$$

Im weiteren Verlauf eilt der Kern vor, wird also verzögert, und das bisherige Bewegungsgesetz verliert seine Gültigkeit. An seine Stelle tritt die Gleichung:

$$v = v_1 - \int_{\varphi_1}^{\varphi} p dt = v_1 - \int_0^{\varphi} p \cdot dt + \int_0^{\varphi_1} p \cdot dt .$$

oder, da das letzte Glied wieder  $= v_1$  ist:

$$v = 2 v_1 - \int_0^{\varphi} p \cdot dt$$

$$v = 2 \cdot 0,291 - (0,0937 \varphi + 0,0914 \sin \varphi) . . . . (46)$$

Das ergibt z. B. für den Hubwechsel mit  $\varphi = \pi$ ,  $\sin \varphi = 0$ :

$$v_b = 0,288 \text{ m/sek.}$$

Die Geschwindigkeit hat also auf der Strecke von  $\varphi_1$  bis  $\pi$  nur wenig abgenommen.

Nunmehr ist  $\sphericalangle \varphi_2$  zu bestimmen, bei dem die negativen Geschwindigkeiten übereinstimmen. Dazu dient die Gleichung:

$$0,628 \cdot \sin \varphi_2 = 2 \cdot 0,291 - 0,0937 \varphi_2 - 0,0914 \cdot \sin \varphi_2 .$$

$$\varphi_2 = 6,275 (= 359^{\circ} 32'), \quad \sin \varphi_2 = -0,008 .$$

Die Geschwindigkeit ist also in diesem Augenblicke:

$$v_2 = -0,628 \cdot 0,008 = -0,005 \text{ m/sek.}$$

Bis zum Hubwechsel wird die rückläufige Geschwindigkeit noch bis auf

$$v'_a = -0,0035 \text{ m/sek}$$

verzögert, eine Größe, die praktisch fast verschwindet. Für den Gleichgewichtszustand können sich demnach die Verhältnisse nicht mehr wesentlich verschieben, da die zuerst gemachte Annahme:  $v=0$  bei  $\varphi=0$  angenähert zutrifft. Eine absolut genaue Ermittlung des Beharrungszustandes ist nur durch Probieren möglich.

Für den Kern läßt sich nun weiter der während eines Hubes zurückgelegte Weg bestimmen, wenn man die Einzelwege während der verschiedenen Perioden aus der Formel

$$s = \int v dt = \frac{r}{c} \int v \cdot d\varphi$$

berechnet. Das soll im vorliegenden Falle angenähert geschehen, indem für die Strecke von 0 bis  $\varphi_1$  die Gleichung (45), für die Strecke  $\varphi_1$  bis  $2\pi$  Gleichung (46) als gültig angenommen wird. Beides trifft mit großer Annäherung zu; bei andern Rechnungsgrundlagen, die größere Rücklaufgeschwindigkeit ergeben, wäre diese Annahme natürlich verkehrt.

Der Weg für die Strecke 0 bis  $\varphi_1=2,66$  ist:

$$s_1 = \frac{r}{c} \int_0^{\varphi_1} (0,0937 \varphi + 0,0914 \cdot \sin \varphi) d\varphi$$

$$= \frac{0,015}{0,628} \left[ \frac{1}{2} 0,0937 \cdot 2,66^2 - 0,0914 (\cos 2,66 - \cos 0) \right]$$

$$s_1 = 0,0120 \text{ m.}$$

Für die Strecke von  $\varphi_1$  bis  $2\pi$  dagegen gilt:

$$s_2 = \frac{r}{c} \int_{\varphi_1}^{2\pi} (0,582 - 0,0937 \varphi - 0,0914 \cdot \sin \varphi)$$

$$s_2 = 0,0181 \text{ m.}$$

Also ist der Gesamtweg während eines Hubes:

$$s = s_1 + s_2 = 0,0301 \text{ m.}$$

Mit  $n=400$  folgt dann die mittlere Geschwindigkeit des Kernes:

$$v_m = 0,0301 \frac{400}{60} = \mathbf{0,20} \text{ m/sek.}$$

Um den Vorgang auch in einem weniger einfachen Falle einigermaßen klarzustellen, wurde die Rechnung für folgende Verhältnisse durchgeführt:

$$r = 0,015 \text{ m, } n = 350, \text{ tg } a = 0,285, \text{ } f = 0,4.$$

Geht man wieder davon aus, daß bei  $\varphi=0$  die Kerngeschwindigkeit  $v_a=0$  ist, so ergibt sich, wenn wieder mit  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  die

Winkel im zweiten und vierten Quadranten bezeichnet werden, in denen die Geschwindigkeiten von Kern und Rinne gleich sind, für den ersten Umlauf:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 146^\circ 20' & v_1 &= 0,305 \text{ m/sek} \\ \varphi_2 &= 354^\circ 50' & v_2 &= -0,0495 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

Diese Geschwindigkeit vermindert sich bei  $\varphi = 2\pi$  auf:

$$v'_a = -0,035 \text{ m/sek,}$$

behält also noch einen ziemlich erheblichen Wert, der den zweiten Umlauf stark beeinflusst. Für denselben findet sich:

$$\begin{aligned} \varphi_3' &= 150^\circ 20' & v_1' &= 0,278 \text{ m/sek} \\ \varphi_2' &= 353^\circ 0' & v_2' &= -0,067 \text{ m/sek} \\ & & v''_a &= -0,046 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

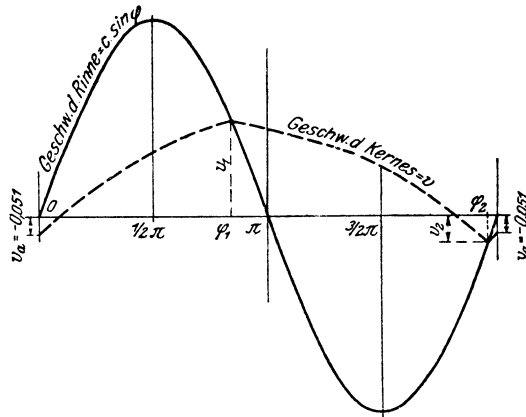


Abb. 414. Geschwindigkeitskurven für Beispiel 2.

Dritter Umgang:

$$\begin{aligned} \varphi_1'' &= 151^\circ 0' & v_1'' &= 0,266 \text{ m/sek} \\ \varphi_2'' &= 352^\circ 30' & v_2'' &= -0,072 \text{ m/sek} \\ & & v''_a &= -0,050 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

Die hierbei zurückgelegten Wege entsprechen einer mittleren Geschwindigkeit von:

$$\begin{aligned} v_m &= 0,173 \text{ m/sek beim ersten Umlauf,} \\ v_m &= 0,148 \text{ m/sek beim zweiten Umlauf,} \\ v_m &= 0,136 \text{ m/sek beim dritten Umlauf.} \end{aligned}$$

Setzt man  $v_a = -0,051$  ein, so ergibt sich

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 151^\circ 30' & v_1 &= 0,262 \text{ m/sek} \\ \varphi_2 &= 352^\circ 20' & v_2 &= -0,074 \text{ m/sek} \\ & & v'_a &= -0,051 \text{ m/sek.} \end{aligned}$$

Also ist jetzt  $v'_a = v_a$ , die Anfangsgeschwindigkeit ändert sich nicht mehr, und der Beharrungszustand ist erreicht. Die mittlere Geschwindigkeit wird

$$v_m = 0,132 \text{ m/sec.}$$

Die Geschwindigkeiten von Kern und Rinne im Beharrungszustand sind in Abb. 414 aufgetragen.

In der Praxis ist zu Rechnungen, wie sie hier durchgeführt sind, meist keine Zeit vorhanden, die Fördergeschwindigkeit muß daher nach den weiter unten folgenden Angaben näherungsweise bestimmt werden.

### b) Ausführung der Schüttelrinnen.

Bei der Ausführung der Schüttelrinnen ist besonders darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Massendrücke möglichst niedrig gehalten und sicher übertragen werden.

Die Rinne selbst wird, wie Abb. 409 zeigt, unter Ausschluß von Winkelverbindungen aus dünnem Blech durch Biegen hergestellt.

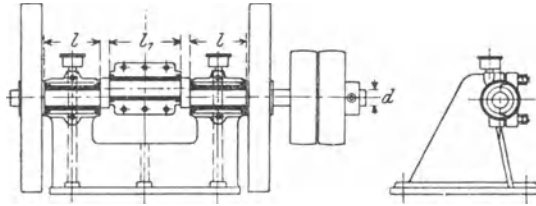


Abb. 415 und 416. Rinnenantrieb.

Die Bordwände erhalten durch Umbiegen des oberen Randes seitliche Steifigkeit. Die Blechstärke wird durch die Rücksicht auf Abnutzung bestimmt. Sie schwankt zwischen 1 mm — für leichte Mahlprodukte und schmale Rinnen — und 4 mm für größere Koks-rinnen. Kohle erfordert 2 bis 3 mm Wandstärke.

Zur Unterstützung dienen Federn aus Stahl oder Eschenholz, die mit der Rinne durch Winkeleisen, mit den Tragbalken durch gußeiserne Füße verbunden sind. Bei schweren Rinnen werden sie durch Gelenkstangen aus Rundeisen ersetzt.

Der Antrieb (Abb. 415 und 416) muß der Massenwirkungen wegen sehr starr ausgeführt werden.

Die Welle ist zu beiden Seiten der durch Kröpfung mit 10 bis 20 mm Radius hergestellten Kurbel in kräftigen Böcken gelagert, die am besten auf einer gemeinsamen Grundplatte befestigt oder in einem Stück gegossen werden. Seitlich neben der Rinne pflegen Fest- und Losscheibe sowie auf jeder Seite ein Schwungrad angebracht zu sein. Der Pleuelstangenkopf wird, ebenso wie die Lager,

breit gehalten und mit Weißmetall ausgegossen. Die Stange selbst ist ein federnder Holzstab, der in einen mit dem dünnen Rinneblech durch zahlreiche Nieten verbundenen Schuh fest eingesetzt wird, oder ein Flach- oder Rund-eisen, das mittels einer Spiralfeder an der Rinne angreift (Abb. 417). Die Feder soll indessen nur wenig nachgeben, da sie sich sonst erwärmt und bricht.

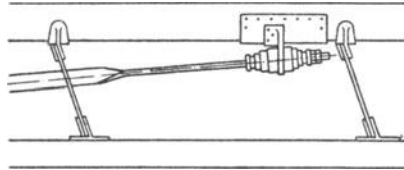


Abb. 417. Schubstange mit Federbefestigung.

Für die Berechnung der Abmessungen von Welle und Lagern ist die im Hubwechsel auftretende Beschleunigungskraft maßgebend. Diese beträgt, wenn  $G_s$  das Gewicht der schwingenden Masse in kg bezeichnet:

$$P = \frac{G_s}{G} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \frac{1}{\cos^2 \alpha}.$$

In allen praktischen Fällen entfernt sich  $\cos \alpha$  nur wenig von 0,95. Mit diesem Werte folgt:

$$P = \sim \frac{1}{800} G_s \cdot n^2 \cdot r \dots \dots \dots (47)$$

Die Abmessungen sind zu berechnen aus der Gleichung;

$$P = 2 k \cdot l \cdot d.$$

Der Koeffizient  $k$  pflegt niedrig gehalten zu werden. Mit dem Vorbehalt späterer Berichtigung empfehle ich:

$$k = 6 \text{ bis } 10 \text{ kg/qcm},$$

et zteren Wert für schwere Ausführungen.

Man findet meist

$$\frac{l}{d} = 3.$$

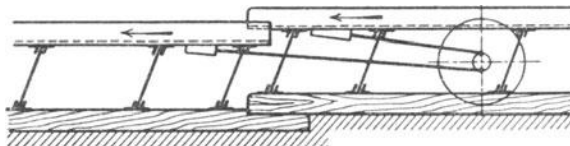


Abb. 418. Antrieb mit Massenausgleich.

Der Durchmesser des Kurbelzapfens ist gleich dem der Welle, seine Länge etwa

$$l_1 = 4 d.$$

Bei sehr großen schwingenden Massen empfiehlt es sich, zwei

oder drei Kurbeln anzuwenden und die Welle, wenn möglich, jedesmal zwischen den Kurbeln zu lagern.

Nach Bestimmung der Abmessungen ist zu untersuchen, ob die zulässige Biegungsbeanspruchung der Welle — für Stahl etwa  $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$  — nicht überschritten ist.

Die Pleuelstange muß auf Knickung berechnet werden.

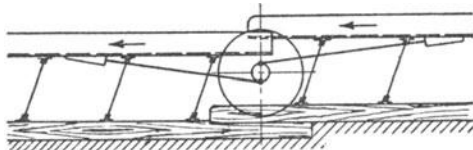


Abb. 419. Antrieb mit Massenausgleich (weniger günstig als nach Abb. 418).

Rinnen von großer Länge können in der Mitte geteilt und von einer Welle aus so angetrieben werden, daß die zu der einen Rinne gehörigen Kurbeln gegen die der andern um  $180^\circ$  versetzt sind (Abb. 418), so daß die Massendrucke sich ausgleichen. Die zweite Rinne muß dann etwas tiefer liegen als die erste.

Weniger zweckmäßig als die Anordnung nach Abb. 418 ist die nach Abb. 419, weil hier die Richtungen der einen Pleuelstange und der Stützen sich unter spitzem Winkel schneiden und daher die Kraftübertragung ungünstig ist.

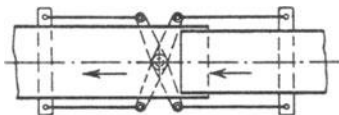


Abb. 420. Massenausgleich durch Teilung der Rinne.

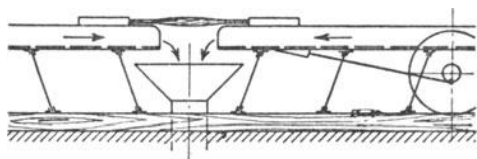


Abb. 421. Verbindung von zwei nach demselben Punkt fördernden Rinnen.

Bei der in Abb. 420 schematisch dargestellten Anordnung<sup>1)</sup> kann die Teilung unabhängig vom Antrieb an beliebiger Stelle stattfinden. Die eine Rinnenhälfte wird von der andern durch gekreuzte Hebel bewegt, die entgegengesetztes Schwingen der beiden Teile herbeiführen.

Ein anderes Mittel, um einen Ausgleich herbeizuführen, wendet Zimmer an<sup>2)</sup>, indem er an der gegen die Treibkurbeln um  $180^\circ$  versetzten Ausgleichkurbel eine Stange angreifen läßt, die auf eine am Boden verankerte Spiralfeder wirkt, diese als Kraftspeicher benutzend. Es erscheint zweifelhaft, ob nicht die mit dieser Anordnung

<sup>1)</sup> Vergl. Patentschrift 137527.

<sup>2)</sup> Zimmer, S. 82.



verbundene Vermehrung der Reibungsarbeit die erhofften Vorteile zum Teil aufhebt.

Wenn zwei Rinnen nach einem Punkte fördern sollen, so braucht nur die eine angetrieben zu werden, während die zweite, deren Stützen entgegengesetzt gerichtet sind, durch eine biegsame Stange mit jener verbunden wird (Abb. 421).

Ebenso ist eine Übertragung der Antriebskraft möglich, wenn die beiden Rinnen im Winkel zueinander liegen (Abb. 422).

Das Fördergut wird der Rinne am besten gleichmäßig zugeführt, doch ist die Rinne auch imstande, den Inhalt eines gefüllten Behälters stetig abzuziehen. An den Entleerungsstellen werden Öffnungen im Rinnenboden angebracht, die durch Schieber verschlossen werden können. Soll nach mehreren Stellen gleichzeitig gefördert werden, so sind die Schieber nur teilweise aufzuziehen.

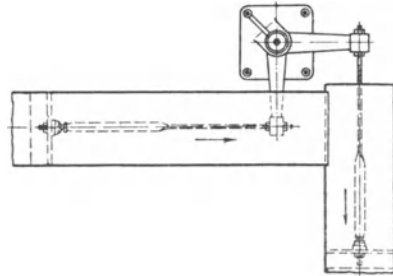


Abb. 422. Im Winkel angeordnete Rinnen.

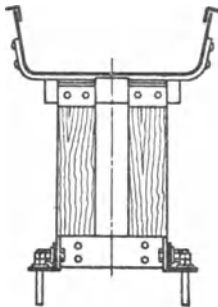


Abb. 423.

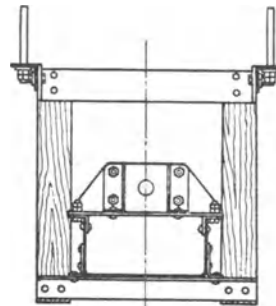


Abb. 424.

Rinnen-Anordnung bei stehender und hängender Bauart nach Kreiß.

Abb. 423 und 424 geben Rinnenquerschnitte für stehende und hängende Bauart.

### c) Wirkungsweise der „Propellerrinne“ von Marcus.

Bei der zweiten Gattung von Förderrinnen verschiebt sich der Rinnenboden nur in seiner eigenen Ebene. Das gewöhnliche Kurbelgetriebe ist jetzt nicht mehr brauchbar, vielmehr muß, wenn eine Förderung eintreten soll, ein Getriebe mit besonderen Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnissen benutzt werden. Beispielsweise läßt sich die Einrichtung so treffen, daß die Rinne samt

Fördergut sich mit geringer Geschwindigkeit vorwärts bewegt und dann so rasch zurückgezogen wird, daß die Trägheit des Rinneninhaltes die Reibung überwindet und ein Gleiten zwischen Rinne und Material veranlaßt. Infolgedessen legt das Material in der einen Richtung einen größeren Weg zurück als in der andern, es tritt also eine Förderung ein. Alle aus dem Werkzeugmaschinenbau bekannten, die Leerlaufzeit abkürzenden Getriebe können hierfür verwendet werden.

Eine andere Möglichkeit ist die, daß die Rinne, nachdem ihr eine möglichst große Geschwindigkeit erteilt worden ist, beim Vorlauf plötzlich aufgehalten wird, wobei das Material vorwärts schießt. Beim Rücklauf nimmt die Rinne dann das Material wieder mit zurück. Dies ist das Prinzip der sogenannten „Stoßrinne“, deren Antrieb sich beispielsweise durch eine unrunde Scheibe bewerkstelligen läßt.

Eine bessere Förderung ergibt sich jedoch, wenn der Kern beim Vorlauf genügende Geschwindigkeit erhält, um während des Rücklaufes unter Überwindung des Reibungswiderstandes in derselben Richtung weiterzugehen. Dann ist eine Abkürzung des Rücklaufs nicht mehr unbedingt erforderlich. Erwünscht ist vor allem, daß der Kern beim Vorlauf möglichst stark und möglichst lange beschleunigt wird<sup>1)</sup>.

Die größte Beschleunigung, die der Kern erhalten kann, ist nach Früherem  $\mu_0 \cdot g$ , wenn  $\mu_0$  den Reibungskoeffizienten der Ruhe bedeutet. Eine größere Beschleunigung darf auch der Rinne nicht erteilt werden, da sonst Gleiten eintritt, wobei der Reibungskoeffizient sinkt. Das ideale Förderrinnengetriebe soll also während des größten Teiles des Vorlaufes eine gleichförmig beschleunigte Geschwindigkeit hervorbringen (Abb. 425), die erst kurz vor dem Hubwechsel durch starke Verzögerung vernichtet wird. Der Kern verschiebt sich nicht gegenüber der Rinne, wird also auch mit dieser verzögert, so lange die Beschleunigung innerhalb der Grenzen  $\pm \mu_0 \cdot g$  bleibt. Erst im Punkt A beginnt das Gleiten, und während die Rinnengeschwindigkeit

<sup>1)</sup> Ich schließe mich bei den folgenden Erörterungen zum großen Teil den Ausführungen des Erfinders dieser Bauart, Herm. Marcus, in der Z. d. V. d. I. 02, S. 1808 u. f., an, denen auch Abb. 426 entnommen ist. In dem Geschwindigkeits- und Beschleunigungs-Diagramm — Abb. 425 — habe ich auf der Abszissenachse statt des Weges die Zeit aufgetragen, weil dabei die Geschwindigkeitskurven gerade Linien werden und die Vorgänge daher klarer zu übersehen sind.

Bezüglich ausführlicherer Angaben über Berechnung und Konstruktion der Rinnen und Getriebe muß auf jenen Aufsatz, sowie auf die Arbeit von Lindner — Fördertechnik 1912, S. 74 u. f. — verwiesen werden. Vergl. auch die deutschen Patentschriften 127 129 und 127 130.

keit (punktiert gezeichnet) schnell abnimmt, bewegt sich der Kern weiter, mit der Verzögerung  $\mu \cdot g$ .

$\mu$  ist der verhältnismäßig niedrige Reibungskoeffizient der Bewegung, die Geschwindigkeit sinkt also langsamer, als sie vorher zugenommen hatte.

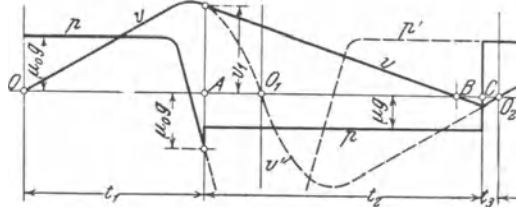


Abb. 425. Angestrebter Verlauf von Beschleunigung und Geschwindigkeit.

An irgendeiner Stelle wird nun die Kurve der Kerngeschwindigkeit wieder mit der der Rinnengeschwindigkeit zusammentreffen, und Kern und Rinne werden sich jetzt wieder gemeinsam fortbewegen. In Abb. 425 ist angenommen, daß dieser Punkt  $C$  vor  $O_2$

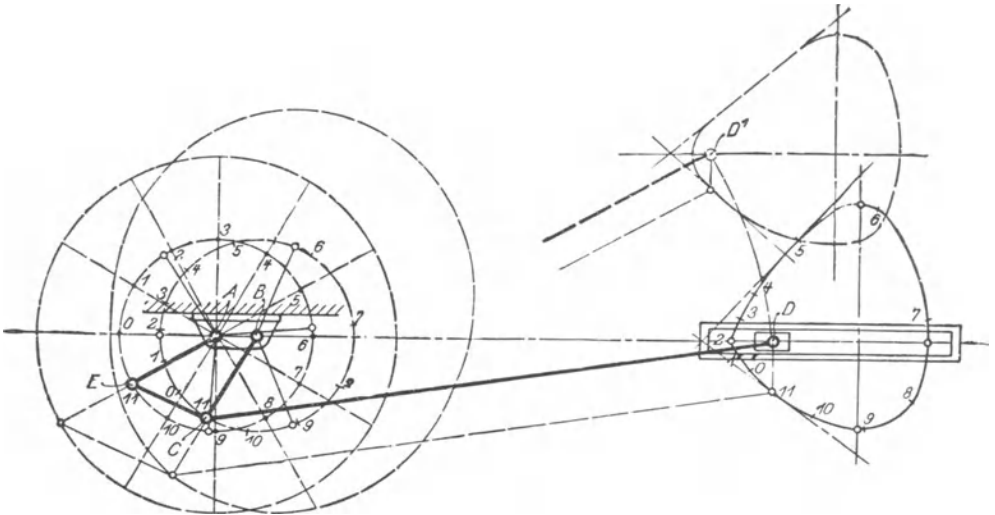


Abb. 426. Kurbelviereck zum Antrieb einer „Propellerrinne“.

liegt. Dann nimmt der Kern zwischen  $B$  und  $O_2$  negative Geschwindigkeit an, führt also eine kurze rückläufige Bewegung aus. Würde die Zeit für den Rücklauf durch entsprechende Konstruktion des Getriebes abgekürzt, so könnten, was theoretisch am vorteilhaftesten wäre, die Punkte  $B$  und  $C$  mit  $O_2$  zusammenfallen. Auf alle Fälle ist jedoch darauf zu sehen, daß das Material nicht später

als bei der Bewegungsumkehr der Rinne ( $O_2$ ) dieser gegenüber zur Ruhe kommt, weil sonst die Beschleunigungsperiode nicht voll ausgenutzt wird.

Ist der Reibungskoeffizient  $\mu$  im Verhältnis zu  $\mu_0$  erheblich größer als in der Darstellung angegeben, oder läßt sich mit dem benutzten Getriebe keine so große Beschleunigungsarbeit auf das Fördergut übertragen, so wird eine Abkürzung des Rücklaufs notwendig, wenn der Kern nicht zu weit zurückgenommen werden soll.

Der bei jedem Hube zurückgelegte Förderweg berechnet sich in ganz ähnlicher, nur bedeutend einfacherer Weise wie bei den Schüttelrinnen.

Verschiedene Getriebe — wegen der Ähnlichkeit der Bewegung mit der einer Wurfchaufel von Marcus als „Wurfgetriebe“ bezeichnet — können zur Anwendung kommen. Abb. 426 zeigt ein Kurbelviereck mit den zugehörigen Geschwindigkeitskurven für wagerechte und geneigte Rinnenlage.  $AE$  ist die treibende und sich gleichmäßig drehende,  $BC$  die durch die Verbindungsstange  $EC$  mitgeschleppte Kurbel, welche mittels der Pleuelstange  $CD$  an der gerade geführten Rinne angreift. Der Rücklauf, für den der obere Teil der Kurve gilt, weist höhere Geschwindigkeit auf als der Vorlauf, ist also in diesem Falle abgekürzt.

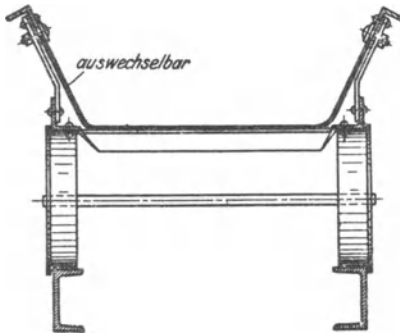


Abb. 427. Querschnitt einer Propeller- rinne (Marcus).

Auch das einfache Kurbelge- triebe kann nach Patent 232 450 zum Antrieb benutzt werden, wenn das Längenverhältnis von

Lenkstange und Kurbel klein genug — etwa  $1:3$  bis  $1:3\frac{1}{2}$  — ge- macht wird, da sich hierbei während des Vorwärtsganges die Beschleu- nigung, ohne sehr hoch zu steigen, auf eine große Strecke verteilt.

Die Rinne selbst kann ebenso hergestellt werden wie die Schüttelrinne.

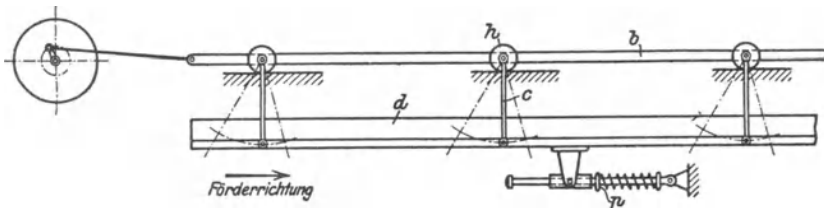


Abb. 428. Schema der „Torpedorinne“ (Amme, Giesecke & Konegen).

Als Unterstützung dienen Rollen (Abb. 427). Die Rinnenbleche selbst werden leicht auswechselbar angeordnet.

Eine der Konstruktion von Marcus grundsätzlich ähnliche, in der Ausführung jedoch abweichende Bauart ist die sogenannte „Torpedorinne“ der Firma Amme, Giesecke & Koenen, deren Wirkungsweise aus der schematischen Darstellung in Abb. 428 klar hervorgeht. Ein durch Rollen *h* getragener Balken *b* wird von einem Kurbelgetriebe hin- und herbewegt. An ihm ist mit Pendeln *c* die Förderrinne *d* aufgehängt, so daß sie frei ausschlagen kann. Gegen Ende des in der Zeichnung nach rechts gerichteten Vorwärtshubes stößt die Rinne jedoch gegen einen Federpuffer *p*, durch den sie mehr oder minder rasch zur Ruhe gebracht wird. Dabei schießt das in der Rinne befindliche Fördergut, das sich vorher mit ihr zusammen bewegt hatte, vorwärts und behält diese Bewegung auch noch während des größten Teiles der Rückwärtsbewegung der Rinne bei. Die Wirkung ist demnach ähnlich wie bei Marcus, während die Rinne sich konstruktiv als eine verbesserte Stoßrinne kennzeichnet.

Bei der praktischen Ausführung wird die Feder, wie Abb. 429 und 430 erkennen lassen<sup>1)</sup>, durch einen Luftpuffer *f* ersetzt. Der Kolben ist fest mit der Rinne verbunden und bewegt sich mit ihr hin und her, jedoch tritt eine Luftverdichtung erst kurz vor dem Hubende ein, nachdem der Kolben einen in dem Zylinder angebrachten Luftschlitz passiert hat. Die Rinne wird durch den Luftpuffer sehr sanft zur Ruhe gebracht. Sie arbeitet vollkommen stoßfrei und geräuschlos.

Die Bewegungsdiagramme und der Fördervorgang sind denen der Marcus-Rinne ähnlich, wenn auch das tatsächlich erzielte Beschleunigungsdiagramm ziemlich weit von der Kurve nach Abb. 425 abweicht. Bei Versuchen, die ich an einer Rinne anstellen konnte,

<sup>1)</sup> Entnommen aus Z. d. V. d. I. 1911, S. 721.

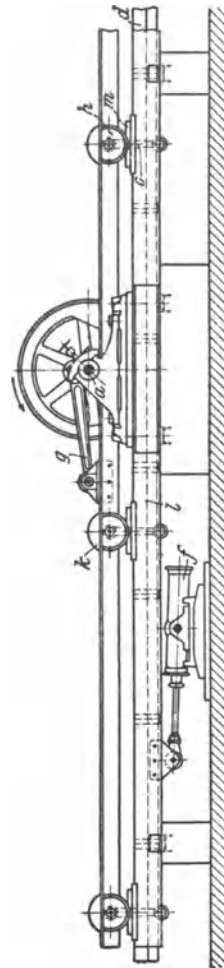
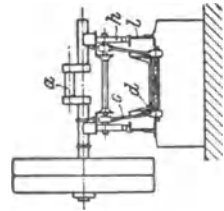


Abb. 429 und 430. Ausführung der „Torpedorinne“.

die bei 350 mm Pendellänge und 100 mm Kurbelradius mit 51 Hüben in der Minute betrieben wurde, betrug der Hub der Rinne ungefähr 420 mm und die mittlere Fördergeschwindigkeit bei allen Materialien 0,31 m/sek. Das Fördergut wurde am Ende des Rückganges der Rinne um 80 bis 100 mm wieder mit zurückgenommen. Bei Verringerung der Hubzahl ließ die Förderung stark nach und hörte bei 40 Hüben in der Minute völlig auf.

Die in Bergwerken unter Tage gebräuchlichen „Schüttelrutschen“ werden gewöhnlich durch einen Druckluftmotor angetrieben, der die Rutsche entgegen der Förderrichtung schräg aufwärts schiebt und sich dann umsteuert, so daß die Rutsche sich frei zurückbewegen kann. Am Ende des Hubes wird sie möglichst stoßfrei in Ruhe gebracht, während das Fördergut weiterschießt. Auch hier hat man es also mit einer verbesserten Stoßrinne zu tun. Die Rinne wird

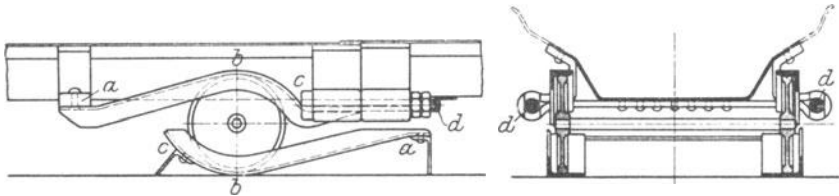


Abb. 431 und 432. Schüttelrutschenantrieb für Bergwerke  
(Stephan, Frölich & Klüpfel).

an Ketten aufgehängt oder läuft auf Rollen in einer gekrümmten Bahn. Bei der Ausführung nach Abb. 431 und 432 bewegen sich die Rollen zwischen zwei Winkeln. Während der Bewegung von *a* nach *b* beschleunigen sich Rinne und Fördergut; auf dem Wege von *b* nach *c* wird die Rinne durch die starke Krümmung rasch zur Ruhe gebracht, um dann durch den Motor zurückbewegt zu werden.

Da Bergwerksrutschen mit fortschreitendem Abbau häufig verlängert und versetzt werden müssen, so muß die Verbindung der einzelnen Schüsse sehr rasch herzustellen sein. In Abb. 431 und 432 dienen hierzu die Bolzen *d*.

Der Kraftverbrauch der Rutschenmotore ist hoch; er wird durch Undichtigkeiten noch erhöht. Schon seit längerer Zeit wird die Einführung elektrischen Antriebes versucht, der aber die Schwierigkeit entgegensteht, daß der Antrieb schwer und umfangreich ist und sich daher nicht so leicht versetzen läßt wie ein Druckluftmotor. Um die Konstruktion eines geeigneten elektrischen Antriebes haben sich namentlich die Siemens-Schuckert-Werke bemüht<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Vgl. „Glückauf“ vom 16. August 1919. Siemens-Zeitschrift 1921 S. 77.

Die Carlshütte macht über ihre Förderrinnen mit Antrieb durch Differentialkolben, bei welchen durch den auf die kleine Kolbenseite wirkenden Luftdruck eine zusätzliche Beschleunigung in der Förderichtung hervorgebracht wird, folgende Angaben:

Zahlentafel 23.

| Länge der Rinne<br>400 mm breit<br>130 mm tief | Einfallen | Luftverbrauch<br>in der Min. | Förde-<br>rung in<br>der Min.<br>in Tonnen | Größe des<br>Motors bei<br>5 atm. Luft-<br>spannung | Größe d. Mo-<br>tors b. weni-<br>ger als 5 atm.<br>u. mehr als<br>3 atm. Luft-<br>spannung | Luft-<br>verbrauch<br>für 1 Tonne<br>Kohlen |
|--|-----------|------------------------------|--|---|--|---|
| 80 m   | 10°       | 550                          | 0,6  | I.  | II.  | 920   |
|  | 15°       | 550                          | 0,75                                       | I.  | I.   | 735   |
|  | 20°       | 550                          | 0,9  | I.  | I.   | 610   |
| 100 m  | 10°       | 700                          | 0,5  | II.   | II.  | 1400  |
|  | 15°       | 700                          | 0,6  | II.   | II.  | 1160  |
|  | 20°       | 700                          | 0,75                                       | I.  | II.  | 940   |
| 120 m  | 10°       | 850                          | 0,4  | II.   | II.  | 2100  |
|  | 15°       | 850                          | 0,5  | II.   | II.  | 1700  |
|  | 20°       | 850                          | 0,6  | II.   | II.  | 1420  |

Hierin hat der Motor, Größe I, 200 bzw. 150 mm Kolbendurchmesser bei 90 mm Hub, der Motor, Größe II, 260 bzw. 200 mm Kolbendurchmesser bei 120 mm Hub.

#### d) Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauchs.

Als höchste zulässige Hubzahl der Schüttelrinnen ist diejenige anzusehen, bei welcher die Berührung zwischen Rinne und Kern eben noch stetig erhalten bleibt. Sie findet sich, wie oben nachgewiesen, wenn in die Gleichung für den Auflagedruck:

$$N = G + \frac{G}{g} \cdot \frac{c^2}{r} \cdot \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$\varphi = \pi$  und  $N = 0$  eingesetzt wird. Dann folgt:

$$\frac{c^2}{g \cdot r} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1$$

und daraus:

$$n_{\max} = 30 \sqrt{\frac{1}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha}} \quad \dots \dots \dots (48)$$

Durch Einsetzen dieser Werte lassen sich die oben gefundenen Gleichungen sehr vereinfachen. Es wird:

$$p = \mu \cdot g (1 + \cos \varphi),$$

und für die erste Wegstrecke:

$$v = \frac{r \cdot g}{c} \mu (\varphi + \sin \varphi) = c \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha (\varphi + \sin \varphi),$$

$$s = r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \left[ \frac{1}{2} \varphi^2 - \cos \varphi + 1 \right].$$

Innerhalb der praktisch vorkommenden Werte von  $\varphi_1$  kann mit genügender Annäherung gesetzt werden:

$$\cos \varphi_1 = -0,90$$

$$\varphi_1 = \pi - \sin \varphi_1,$$

also, da

$$c \cdot \sin \varphi_1 = c \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha (\varphi_1 + \sin \varphi_1):$$

$$\sin \varphi_1 = \pi \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$\varphi_1 = \pi (1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha).$$

Somit folgt:

$$v_1 = c \cdot \pi \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$s_1 = r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \left( \frac{1}{2} \varphi_1^2 + 1,90 \right).$$

Für den zweiten Abschnitt ergibt sich durch Einsetzung der gefundenen Werte:

$$v = c \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha (2\pi - \varphi - \sin \varphi).$$

Aus dieser Gleichung folgt scheinbar, daß die Kerngeschwindigkeit für  $\varphi = 2\pi$ , d. h. im Hubwechsel,  $= 0$  wird. In Wirklichkeit kann das nicht zutreffen, das Ergebnis ist vielmehr durch die oben gemachte Vernachlässigung zu erklären. Der Fehler ist indessen sehr klein, so daß mit  $\varphi_2 = 2\pi$  gerechnet werden darf. Demnach findet sich:

$$s_2 = r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \left[ 2\pi\varphi - \frac{1}{2} \varphi^2 + \cos \varphi \right]_{\varphi_1}^{2\pi}$$

$$= r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \left( 2\pi^2 - 2\pi\varphi_1 + \frac{1}{2} \varphi_1^2 + 1,90 \right).$$

Der Gesamtweg ist demnach:

$$s = s_1 + s_2 = r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha [2\pi^2 + 3,80 - \varphi_1 (2\pi - \varphi_1)].$$

Mit dem oben gefundenen Annäherungswert für  $\varphi_1$  wird:

$$\varphi_1 (2\pi - \varphi_1) = \pi^2 [1 - (\mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2] = \sim 0,985 \pi^2,$$

wenn für den Ausdruck  $(\mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2$ , dessen Betrag immer sehr klein gegenüber 1 ist, als Durchschnittswert 0,015 gesetzt wird. Damit ergibt sich schließlich:

$$s = 13,8 \cdot r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots (49)$$

$$v_m = 0,23 \cdot n \cdot r \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots (50)$$



Durch Kontrollberechnungen zeigt sich, daß diese Formel als praktisch vollkommen genau anzusehen ist. Es darf aber nicht vergessen werden, daß sie nur für die höchste zulässige Umlaufzahl Geltung hat.

Aus einigen von mir selbst gemachten Beobachtungen<sup>1)</sup> und Angaben von anderer Seite hat sich mit guter Übereinstimmung ergeben, daß der Reibungskoeffizient für Kohle auf Eisen bei Schüttelrinnen unter den üblichen Verhältnissen  $\mu = 0,35$  gesetzt werden kann. Mit diesem Werte ist die folgende Zahlentafel aufgestellt worden, auf Grund deren die Höchstleistungen von Schüttelrinnen gegebener Abmessungen berechnet werden können.

#### Zahlentafel 24.

GröÙte Fördergeschwindigkeiten von Schüttelrinnen.

| $\alpha =$    | 16°       |           | 18°       |           | 20°       |           |
|---------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|               | $n_{max}$ | $v_{max}$ | $n_{max}$ | $v_{max}$ | $n_{max}$ | $v_{max}$ |
| $r = 0,010$ m | 560       | 0,129     | 526       | 0,137     | 498       | 0,146     |
| $r = 0,015$ m | 457       | 0,158     | 429       | 0,168     | 406       | 0,178     |
| $r = 0,020$ m | 396       | 0,183     | 372       | 0,195     | 352       | 0,206     |
| $r = 0,025$ m | 354       | 0,204     | 333       | 0,218     | 314       | 0,230     |

Mit Rücksicht auf die Massendrucke wird, namentlich wenn große schwingende Massen und keine starren Fundamente vorhanden sind, die Umlaufzahl meist niedriger gehalten. Dann sinkt die Größe des bei jedem Hube zurückgelegten Weges, die Fördergeschwindigkeit nimmt also rascher ab als die Umlaufzahl. Man kann sich in diesem Falle, wenn keine Versuchswerte vorliegen, durch Schätzung helfen. Einen Anhalt gibt das oben durchgerechnete Beispiel, aus dessen Annahmen ( $r = 0,015$ ,  $\text{tg } \alpha = 0,285$ ,  $\mu = 0,4$ ) sich berechnet:

$$n_{max} = 459 \quad \text{und} \quad v_{max} = 0,180.$$

Für  $n = 350$  fand sich  $v = 0,132$ , während Proportionalität zwischen  $v$  und  $n$  ergeben würde:  $v = 0,137$ . Die Abweichung beträgt also, obwohl schon ein ziemlich großer Unterschied in den Hubzahlen vorliegt, nur  $3\frac{1}{2}\%$  vH, eine für praktische Rechnungen kaum in Frage kommende Größe.

Wenn sich die Umlaufzahl weit von  $n_{max}$  entfernt, so nimmt die Geschwindigkeit immer schneller ab. Die Förderung hört ganz

<sup>1)</sup> Vergl. Dingler 1902, S. 716.

auf, wenn nirgends mehr ein Gleiten des Körpers gegenüber der Rinne stattfindet, d. h., wenn die Beschleunigung der Rinne nirgends größer ist, als der vom Auflagedruck und der Reibung abhängige Wert der erreichbaren Kernbeschleunigung. Maßgebend ist der Hubwechsel im Punkte  $b$ , da hier die Rinnenbeschleunigung absolut genommen am größten, der Auflagedruck aber am kleinsten ist, also am leichtesten Gleiten eintreten wird. Die kleinste Umlaufzahl ergibt sich demnach unter Berücksichtigung von Gleichung 43 mit  $\varphi = \pi$  aus dem Ansatz:

$$\frac{c^2}{r} = \mu \cdot \left( g - \frac{c^2}{r} \operatorname{tg} \alpha \right).$$

Daraus folgt mit Einführung des Reibungskoeffizienten der Ruhe:

$$c_{\min} = \sqrt{r \cdot \frac{\mu_0 \cdot g}{1 + \mu_0 \operatorname{tg} \alpha}}$$

$$n_{\min} = 30 \sqrt{\frac{\mu_0}{r(1 + \mu_0 \operatorname{tg} \alpha)}} \quad . . . . . (51)$$

Bei dieser oder einer geringeren Tourenzahl wird also der Kern sich mit der Rinne hin- und herbewegen, ohne eine eigene Bewegung auszuführen.

Für die in Zahlentafel 24 aufgeführten Annahmen bewegt sich  $n_{\min}$ , wenn  $\mu_0 = 0,5$  gesetzt wird, zwischen 177 und 123.

Über den Einfluß einer schrägen Lage der Rinne auf die Fördergeschwindigkeit habe ich einige Beobachtungen gemacht. Bei  $r = 0,015$  m,  $\operatorname{tg} \alpha = 0,285$  und  $n = 300$  ergab sich die Fördergeschwindigkeit für Kohle folgendermaßen:

|                              |             |
|------------------------------|-------------|
| Bei wagerechter Lage . . . . | 0,100 m/sek |
| „ 4,5 vH Steigung . . . .    | 0,033 „     |
| „ 4,5 vH Gefälle . . . .     | 0,115 „     |

Danach wird die Förderung schon durch geringe Steigung sehr stark beeinträchtigt<sup>1)</sup>.

Um bei gegebener Leistung die Abmessungen berechnen zu können, hat man eine Annahme über die Höhe der geförderten Schicht zu machen. Dieselbe ist abhängig von der Natur des Fördergutes. Mehlartige Stoffe lassen nur geringe Schichthöhe zu, weil andernfalls Verschiebungen innerhalb der Masse auftreten, welche die Förderung herunterziehen. Die Schichthöhe darf etwa gesetzt werden<sup>2)</sup>:

<sup>1)</sup> Berechnungen darüber gibt Professor Georg Lindner in der Förderungstechnik 1912, S. 31 f. Auf S. 73 f. finden sich außerdem Berechnungsgrundlagen für die Stützfedern.

<sup>2)</sup> Vergl. Buhle, Techn. Hilfsmittel III, S. 294.

Für pulverförmiges Gut . . . . . 20 bis 30 mm  
 „ grobkörniges bzw. kleinstückiges  
 Gut . . . . . 40 „ 60 „  
 „ größstückiges Gut . . . . . 70 „ u. darüber  
 (mindestens gleich der Durchschnittgröße der Stücke).

Bezeichnet

$b$  die lichte Rinnenbreite in m,

$s$  die Schichthöhe in m,

so ist die Förderleistung:

$$V = 3600 \cdot b \cdot s \cdot v \quad (\text{cbm/st}) \quad . . . . . (52)$$

Die Fördergeschwindigkeit schwankt bei ausgeführten Rinnen zwischen 0,10 und 0,20 m/sek. Unter Zugrundelegung eines Mittelwertes von 0,15 m/sek ergeben sich für verschiedene Schichthöhen folgende Leistungen:

#### Zah lentafel 25.

Leistungen von Schüttelrinnen (cbm/st) bei  $v = 0,15$  m/sek.

|             | $b = 0,200$ | 0,300 | 0,400 | 0,600 | 0,800 | 1,000 |
|-------------|-------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $s = 0,025$ | 2,7         | 4,0   | 5,4   | 8,1   | 10,8  | 13,5  |
| 0,050       | 5,4         | 8,1   | 10,8  | 16,2  | 21,6  | 27,0  |
| 0,075       | 8,1         | 12,1  | 16,2  | 24,3  | 32,4  | 40,5  |

Die Tiefe der Rinne ist von der Schichthöhe abhängig und pflegt zwischen 100 und 200 mm zu liegen.

Über die Propellerrinnen von Marcus werden folgende Angaben gemacht<sup>1)</sup>:

#### Zah lentafel 26.

Leistungen von „Propellerrinnen“.

|  |                    |          |           |           |           |           |            |
|--|--------------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|
| Trogbreite unten (mm)                      | 200                | 250      | 330       | 400       | 500       | 600       |            |
| Trogbreite oben (mm)                       | 350                | 400      | 500       | 600       | 700       | 850       |            |
| Trogtiefe (mm) . . .                       | 150                | 150      | 175       | 200       | 200       | 250       |            |
| Leistung (t/st)                            | Kohle . . . . .    | 5 bis 8  | 9 bis 14  | 15 bis 23 | 24 bis 36 | 37 bis 55 | 56 bis 80  |
|  | Koks . . . . .     | 2 bis 4  | 5 bis 7   | 8 bis 12  | 13 bis 20 | 21 bis 32 | 33 bis 50  |
|  | Steine und Erz .   | 9 bis 14 | 15 bis 23 | 24 bis 36 | 37 bis 55 | 56 bis 80 | 81 bis 120 |
|  | Getreide . . . . . | 6 bis 10 | 11 bis 16 | 17 bis 25 | 26 bis 40 | 41 bis 60 | 61 bis 90  |
| Kraftverbrauch für je<br>10 m Länge (PS) . | 0,8                | 1,0      | 1,2       | 1,5       | 1,8       | 2,1       |            |

<sup>1)</sup> Nach Buhle, Techn. Hilfsmittel III, S. 114.

Die Leistungsangaben gelten für Rinnen bis zu 50 m Länge bei ungefähr halber Füllung des Troges. Die Fördergeschwindigkeit berechnet sich mit dieser Annahme zu 0,10 bis 0,30 m/sek. Die Umlaufzahlen liegen zwischen 85 und 50, werden aber bei sehr langen Rinnen noch weiter ermäßigt, ebenso bei Förderung fein gemahlener Stoffe.

Der Kraftverbrauch der Schwingeförderrinnen setzt sich zusammen aus der Arbeit, die zur Überwindung der Reibung zwischen Rinnenboden und Fördergut nötig ist, und derjenigen, welche zur Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen verbraucht wird. Erstere ist bei den Rinnen mit unveränderlichem Auflagedruck:

$$A = G \cdot \mu \cdot s,$$

für die Schüttelrinne dagegen gilt:

$$dA = N \cdot \mu (ds_r - ds),$$

wenn mit  $s_r$  der Weg der Rinne bezeichnet wird, also:

$$A = \frac{r}{c} \mu \left[ \int N \cdot v_r \cdot d\varphi - \int N \cdot v \cdot d\varphi \right].$$

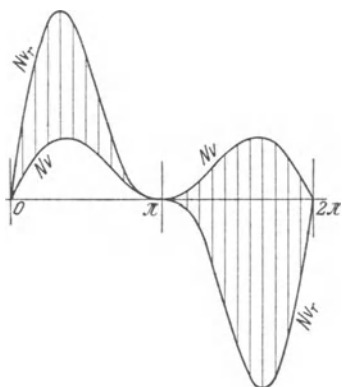


Abb. 433. Darstellung zur Ermittlung der Reibungsarbeit.

Für den einfachsten Fall der höchsten Umlaufzahl kann man sich von dem Wert von  $A$  unschwer ein Bild machen. Aus den Abb. 412 und 413, welche diesen Sonderfall wenigstens angenähert darstellen, sowie aus Abb. 433 geht hervor, daß die zu der Kurve  $N \cdot v$  gehörige Fläche zwischen  $0$  und  $\pi$  von der  $N \cdot v_r$ -Fläche subtrahiert, zwischen  $\pi$  und  $2\pi$  aber zu ihr addiert werden muß, da hier die  $N \cdot v_r$ -Fläche negativ wird. Nun sind die  $N \cdot v$ -Flächen für beide Weghälften praktisch gleich groß, sie fallen also vollständig aus der Rechnung heraus,

und es ergibt sich, da auch die beiden  $N \cdot v_r$ -Flächen gleich groß sind, die Reibungsarbeit für einen Hub als:

$$A = 2 \frac{r}{c} \mu \int_0^\pi N \cdot v_r \cdot d\varphi = 2 G \mu r \int_0^\pi (1 + \cos \varphi) \sin \varphi d\varphi,$$

$$A = 2 G \cdot \mu \cdot r \dots \dots \dots (53)$$

Der Weg des Kernes bei einem Hube war gefunden zu

$$s = 13,8 \cdot r \cdot \mu \cdot \text{tg } \alpha.$$

Wäre das Gut ohne Veränderung des Auflagedruckes durch die Rinne geschleift worden, so wäre demnach die Reibungsarbeit gewesen:

$$A_i = G \cdot \mu \cdot s = 13,8 \cdot G \cdot \mu^2 \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

somit ist das Verhältnis der wirklichen Reibungsarbeit zu der bei einfachem Gleiten geleisteten Arbeit:

$$\frac{A}{A_i} = \frac{1}{6,9 \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha}.$$

Für  $\mu = 0,35$  und  $\alpha = 18^\circ$  ist beispielsweise

$$\frac{A}{A_i} = 1,28.$$

Aus der Gleichung geht hervor, daß die Reibungsarbeit bei der Schüttelrinne verhältnismäßig um so größer ist, je kleineren Wert der Reibungskoeffizient und der Winkel  $\alpha$  haben, je geringer also die beschleunigende Kraft ist. Dieser Schluß läßt sich übrigens auch ohne Rechnung ziehen. Man stelle sich vor, daß das Produkt  $\mu \cdot \operatorname{tg} \alpha$  sehr klein sei. Dann wird sich die Rinne beständig unter dem Fördergut hin- und herbewegen, während dieses nur ganz langsam vorrückt. Die von der Rinne geleistete Reibungsarbeit muß demnach im Verhältnis zur Nutzarbeit einen sehr großen Wert annehmen.

Der spezifische Widerstand wäre bei einfachem Fortschleifen  $= \mu$ . In Wirklichkeit ist er im Verhältnis  $\frac{A}{A_i}$  größer, also, wenn noch der Wirkungsgrad  $\eta$  des Antriebes berücksichtigt wird:

$$w = \frac{\mu}{\eta \cdot 6,9 \cdot \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{6,9 \cdot \eta \cdot \operatorname{tg} \alpha} \dots \dots \dots (54)$$

Er ist demnach unabhängig vom Reibungskoeffizienten.

Zu beachten ist, daß diese Betrachtungen nur für einen Sonderfall —  $n_{max}$  — gelten. Immerhin gestatten sie eine Beurteilung der Verhältnisse auch für die Fälle der Praxis, wo  $n$  etwas unter  $n_{max}$  bleibt. Für pulverförmige Stoffe treffen sie indessen auch nicht mit Annäherung zu, da hier für die inneren Verschiebungen eine beträchtliche Arbeitsmenge aufzuwenden ist.

Die zur Beschleunigung der schwingenden Massen vom Gewichte  $G_s$  in der ersten Hälfte eines jeden einfachen Hubes aufgewandte Arbeit ist

$$\frac{G_s \cdot c^2}{2g}.$$

Diese könnte während der Verzögerungsperiode zum Teil wieder gewonnen werden. Nach den wenigen Angaben, die mir vorliegen,

scheint es jedoch, als ob die gesamte Beschleunigungsarbeit verloren ginge, also zur Überwindung der Lagerreibung und zum Hervorrufen von Schwingungen in der Stützkonstruktion verwandt würde.

Die Arbeit  $\frac{G_s \cdot c^2}{2g}$  wird in der Sekunde  $\frac{2 \cdot n}{60}$  mal aufgewandt, ihr Betrag ist also, in PS ausgedrückt:

$$\frac{G_s \cdot c^2}{g} \cdot \frac{2 \cdot n}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75} = \frac{G_s \cdot n^3 \cdot r^2}{4030000}.$$

Für je 1000 kg schwingender Masse ist also an der Antrieb- welle zu leisten:

$$N_s = \infty \frac{n^3 \cdot r^2}{4000} \cdot (\text{PS/t}) \quad . . . . . (55)$$

Der Widerstandskoeffizient ist, wenn  $\eta = 0,75$  gesetzt wird, nach obiger Gleichung:

$$\begin{aligned} \alpha &= 16^\circ & 18^\circ & 20^\circ \\ w &= 0,67 & 0,60 & 0,53. \end{aligned}$$

Damit läßt sich der gesamte Kraftverbrauch berechnen als:

$$N = N_s \cdot \frac{G_s}{1000} + \frac{w \cdot Q \cdot L}{270} \quad . . . . . (56)$$

Ich bemerke ausdrücklich, daß die Werte für  $N_s$  und  $w$  noch nicht genügend durch Versuche nachgeprüft werden konnten, und bitte daher sie mit Vorsicht anzuwenden. Ich führe sie an, weil ich glaube, daß die Überlegungen, die zu ihrer Aufstellung geführt haben, zutreffen, so daß der Praktiker imstande sein wird, sie nach seinen Erfahrungen zu berichtigen. Ich bemerke noch einmal, daß für pulverförmige Stoffe  $w$  bedeutend höher eingesetzt werden muß.

Beispiel. Eine Schüttelrinne von 40 m Länge soll in der Stunde 30 t Kohle von 70 mm mittlerer Stückgröße fördern.

Mit Rücksicht auf die große Leistung wird die Geschwindigkeit  $v = 0,18$  gewählt. Wie aus Zahlentafel 24 hervorgeht, kann diese Geschwindigkeit mit  $\alpha = 20^\circ$  und  $r = 0,020$  m bequem erreicht werden. Die erforderliche Umdrehungszahl wäre, Proportionalität vorausgesetzt:

$$352 \frac{0,18}{0,206} = 308.$$

Zur Sicherheit sei  $n = 320$  gewählt.

Die Breite der Rinne ergibt sich mit einer Schichthöhe von 0,080 und  $\gamma = 0,8$  zu:

$$b = \frac{30}{0,8 \cdot 3600 \cdot 0,08 \cdot 0,18} = 0,725 \text{ m.}$$

Wird die Bordhöhe zu 150 mm, die Blechstärke zu 3 mm gewählt, so berechnet sich das Gewicht der schwingenden Teile zu etwa 1150 kg.

Der Kraftbedarf ist also:

$$N = \frac{1,15 \cdot 320^3 \cdot 0,020}{4000} + \frac{0,53 \cdot 30 \cdot 40}{270} = 3,8 + 2,4 = 6,2 \text{ PS,}$$

$$\text{somit } \kappa = \frac{6,2 \cdot 270}{30 \cdot 40} = 1,40.$$

Nach Angabe von Kreiß soll der Kraftverbrauch für die Beförderung von 1 t auf 1 m Länge sein:

- bei gewöhnlichen Rinnen  $\frac{1}{200}$  PS  
(was für das Beispiel 6 PS ergäbe),
- bei Massenausgleich  $\frac{1}{300}$  PS,
- unter sehr günstigen Verhältnissen  $\frac{1}{400}$  PS.

Über die Propellerrinnen von Marcus sind schon in Zahlentafel 26 einige Angaben gemacht. Für obiges Beispiel ergibt sich:

$$N = 4 \cdot 1,5 = 6,0 \text{ PS.}$$

#### e) Anwendbarkeit.

Die Schwingeförderrinne ist, obwohl der Arbeitsvorgang verwickelt erscheint, einfach in der Ausführung, daher niedrig im Preis, auch verursacht sie nur sehr geringe Bedienungs- und Unterhaltungskosten. Empfindliche, wartungsbedürftige Teile sind lediglich die Lager der Kurbelwelle. An Betriebsicherheit steht die Schwingeförderrinne bei sachgemäßer Ausführung vielleicht unter allen stetig arbeitenden Fördermitteln obenan. Die namentlich bei den Schüttelrinnen hohe Umlaufzahl der Welle gestattet den Antrieb vom Motor oder von der Transmission auf einfachste Weise durch einen Riemen abzunehmen, verlangt aber andererseits sehr kräftige Ausführung der Lagerböcke und ihrer Unterstützung.

Bei Aufstellung in den oberen Stockwerken von Gebäuden oder Aufhängung unter der Decke ist der Massenausgleich bei Schüttelrinnen besonders sorgfältig durchzuführen. Unter Umständen müssen Schwingungszahl und Exzentrizität nachträglich geändert werden damit das Gebäude nicht mitschwingt.

„Schüttelrinnen“ sind, soviel mir bekannt, bis zu 100 m Länge und bis zu 100 t Stundenleistung ausgeführt worden.

Der Kraftverbrauch ist bei schmalen Rinnen infolge der großen Leerlaufarbeit verhältnismäßig hoch, bei großen Leistungen indessen



Abb. 434. Rinne mit verstärkter Lauffläche (Stephan, Frölich & Klüpfel).

mäßig, wenn man ihn mit dem von Kratzern vergleicht. Den Schnecken ist die Schüttelrinne in den meisten Fällen in bezug auf den Kraftverbrauch weit überlegen.

Oben wurde gezeigt, daß die Reibungsarbeit bei der Schüttelrinne in der Regel größer ist, als wenn das Fördergut durch die Rinne gleiten würde. Daraus ist zu schließen, daß auch die Abnutzung der Rinnenbleche, sowie der Abrieb, den das Material er-

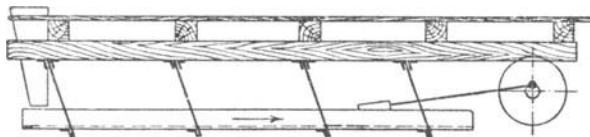


Abb. 435. Unter der Decke aufgehängte Schüttelrinne.

leidet, entsprechend größer sein müssen. Tatsächlich zeigt die Erfahrung, daß die Rinne durch harte, scharfkantige Stoffe, wie Koks, stark mitgenommen wird. Zweckmäßig wird in solchen Fällen eine Holzeinlage angewandt. Den Rinnen mit verstärkter Lauffläche nach Abb. 434 wird eine um 40 vH größere Lebensdauer zugeschrieben.

Eine Schädigung des Fördergutes infolge Durcheinanderschüttelns findet nicht statt, solange Schichthöhe und Umlaufzahl nicht unzulässig gesteigert werden, vielmehr wird das Gut in ruhiger Schicht fortbewegt. Bei den Rinnen mit unverändertem Auflagedruck liegen die Verhältnisse nicht wesentlich anders.

Da der Widerstandskoeffizient kleiner ist als bei Kratzern, so ist entsprechend geringere Abnutzung zu erwarten.

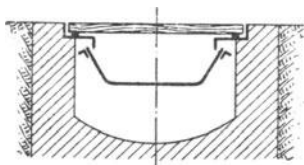


Abb. 436. Rinne in einem Kanal.

Förderrinnen sind für ähnliche Verhältnisse zu empfehlen wie Schnecken, werden indessen für wesentlich höhere Leistungen und größere Förderlängen benutzt, auch beschränkt die Natur des Fördergutes ihre Anwendbarkeit nur in geringem Maße. Nicht bewährt haben sie sich für gewisse backende Salze, die sich festsetzen und nicht rutschen. Für

unzugängliche Plätze erscheinen sie nicht selten noch besser geeignet als Schnecken, da sie weniger Wartung bedürfen und betriebsicherer sind. So zeigt Abb. 435, wie die Rinne unter der Decke aufgehängt, Abb. 436, wie sie zur Förderung in engen, unbegehbaren Kanälen benutzt werden kann.

Sehr ausgebreitete Anwendung haben die Schwingeförderrinnen infolge ihres geringen Raumbedarfes und ihrer einfachen Konstruktion für die Förderung von der Abbaustelle bis zur Strecke in Berg-



werken<sup>1)</sup> gefunden, und zwar in Längen bis zu 100 m und mehr.

Zu erwähnen ist, daß Förderrinnen zuweilen an Stelle von Lesebändern in Aufbereitungen benutzt werden.

Eine fahrbare Brücke mit Marcus-Rinne zur Beschüttung eines Lagerplatzes bei einer Lokomotiv-Bekohlungsanlage ist im „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ 1913, Heft 10, beschrieben.

---

## 14. Abschnitt.

### Förderung mit Hilfe von Wasser und Luft.

Das Material wird bei dieser Art der Förderung in einen Strom von Wasser oder Luft eingeführt, darin schwimmend fortgetragen und am Bestimmungsort wieder ausgeschieden.

Erwünscht ist, daß das Gut ein nicht viel größeres spezifisches Gewicht hat als die Förderflüssigkeit, so daß es sich leicht mit ihr mischt und darin schwebt. Andernfalls kann eine dauernd gute Mischung nur bei großer Stromgeschwindigkeit erhalten bleiben, besonders bei wagerechter Förderung, wo das Material Neigung hat, sich auf dem Boden des Leitungsrohres oder Kanales abzusetzen. Der großen Geschwindigkeit entspricht ein hoher Kraftverbrauch. Faserige Körper von geringer Dichte sind naturgemäß leichter zu fördern als glatte, schwere Körner.

Wasser als Förderflüssigkeit kommt in ausgedehntem Maße bei Baggerarbeiten zur Anwendung. Der Schlamm wird durch eine Pumpe vom Grunde abgesaugt und, mit Wasser vermischt, durch eine Leitung von oft beträchtlicher Länge nach der Ablagerungsstelle gedrückt. Zu erwähnen ist ferner das sog. Spülversatzverfahren, das Ausfüllen verlassener Gruben durch Einschwemmen von Schlamm oder taubem Gestein und der Abbau goldhaltigen Gesteins mit Hilfe von Druckwasserstrahlen<sup>2)</sup>. Diese Förderverfahren können hier nicht näher besprochen werden, da sie nur Sonderzwecken dienen<sup>3)</sup>.

Buhle erwähnt, daß in Amerika Versuche gemacht worden sind, um zu Staub zerkleinerte Kohle, mit Wasser gemischt, in langen Leitungen fortzuschaffen<sup>4)</sup>. Am Bestimmungsort setzt sich die Kohle

---

<sup>1)</sup> Vergl. hierzu auch F. Jüngst, Kritik des Schüttelrutschenbetriebes, in „Glückauf“ vom 18. Juni 1910, und Gerke, Über Abbauförderung (Verlag von Gebr. Böhm, Kattowitz, 1913).

<sup>2)</sup> Vergl. Buhle, Te inn. Hilfsmittel III, S. 270.

<sup>3)</sup> Vergl. auch die Erörterungen von Bansen in „Glückauf“ 1916, S. 147, über die Einführung der Spülförderung für Kohle in Bergwerken.

<sup>4)</sup> Z. d. V. d. I. 1900, S. 1097.

in Klärbecken ab. Die schon in den neunziger Jahren angestellten Versuche scheinen nicht ungünstig ausgefallen zu sein, indessen ist von einer Ausführung im Großen nichts bekannt geworden.

Auf einigen Werken werden Asche und Schlacken, wie sie bei den Kesselfeuerungen entfallen, in offenen Rinnen fortgespült, ein Verfahren, das seiner Einfachheit wegen noch weitere Verbreitung finden dürfte. Glühende Schlackenstücke zerspringen, wenn sie ins Wasser fallen. Voraussetzung für die Anwendung des Verfahrens ist genügend hohe Lage der Kessel<sup>1)</sup>.



Abb. 437. Abschwemmen von Rüben nach dem Elfa-Spülverfahren.

In vorzüglicher Weise praktisch durchgebildet ist das Spülverfahren durch R. Fölsche, Halle a. S., und zwar in erster Linie für die Entladung von Rüben aus Eisenbahnwagen (Elfa-Rübenabladung, System Grundmann-Fölsche). Das Verfahren beruht darauf, daß nach Öffnung der einen Seitentür des Wagens ein kräftiger Wasserstrahl auf die Rüben geleitet wird (Abb. 437), welcher den durch den anhaftenden Schmutz zwischen den Rüben hergestellten Zusammenhang aufhebt, so daß die Rüben im Schwemmstrom den Wagen verlassen und in eine daneben angeordnete Rinne fallen. In diesem Strom werden sie bei geringem Gefälle — etwa 12 mm auf 1 m Länge — nach der Zuckerfabrik weitergeschwemmt. Gegenüber Handentladung besteht der besondere Vorteil, daß die Rüben nicht beschädigt werden.

Damit der Wagen rasch entleert wird, ist der Wasserstrahl in

<sup>1)</sup> Vergl. Z. d. V. d. I. 1920, S. 331, Abb. 41 und 42. In der „Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb“ 1918, S. 374, wird über günstige Erfahrungen mit einer solchen Anlage ausführlich berichtet.

richtiger Weise auf die Böschung des Rübenhaufens zu richten. Die Stellung der Düse und die Richtung des Strahles müssen daher, der fortschreitenden Entleerung des Wagens entsprechend, ständig wechseln. Dementsprechend wird die Anlage, wie Abb. 438 zeigt, gewöhnlich so ausgeführt, daß die Düse an einer Laufkatze angebracht wird, die sich auf einem drehbaren Ausleger verschieben läßt. Die Düse selbst kann gehoben, gesenkt und gedreht werden. Durch Teleskoprohre mit Stopfbüchsen werden die einzelnen Bewegungen ermöglicht. Der drehbare Ausleger ist auf einem Turm-

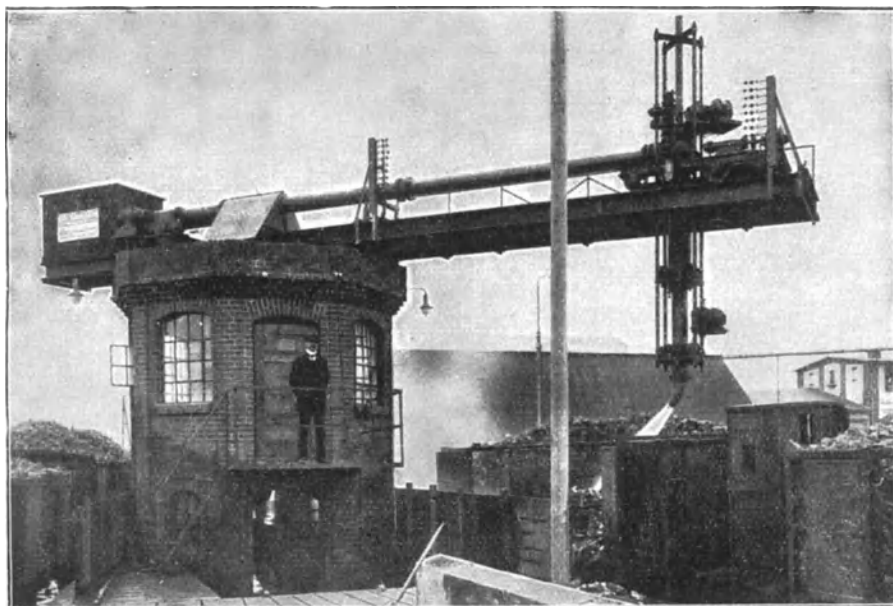


Abb. 438. Tauchrohrkran zur Spülentladung von Rüben (Fölsche).

gerüst aus Mauerwerk, Beton oder Eisen gelagert. Da jede Bewegung durch einen besonderen Elektromotor eingeleitet wird, so ist ein Mann vom Turme aus in der Lage, den ganzen Apparat zu steuern und den Wagen ohne weitere Hilfe zu entleeren. Allerdings muß noch ein Mann, während der nächste Wagen mit dem Wasserstrahl entladen wird, die liegen gebliebenen letzten Reste mit der Schaufel aus dem Wagen werfen.

Bei Frost besteht die Gefahr des Einfrierens, namentlich an den Teleskoprohren in den toten Ringräumen zwischen dem äußeren und dem inneren Rohr, wo keine Wasserbewegung stattfindet; gegebenenfalls muß deshalb dem Spülwasser warmes Wasser zugesetzt werden. Auf diese Weise ist es möglich, die Anlage auch bei strengem Frost

betriebsfähig zu halten. Vermieden werden die toten Räume bei einer abgeänderten Ausführung (Bauart Hallesche Maschinenfabrik), die als Hebelrohrkran bezeichnet wird (Abb. 439). Hier fällt die Laufkatze fort, und eine Beweglichkeit wird nur durch gelenkige Verbindung der Rohrteile erreicht. Die Anordnung dürfte in ihrer Wirkung derjenigen mit Laufkatze wesentlich nachstehen, d. h. mehr Zeit für das Entladen eines Wagens bei entsprechend größerem

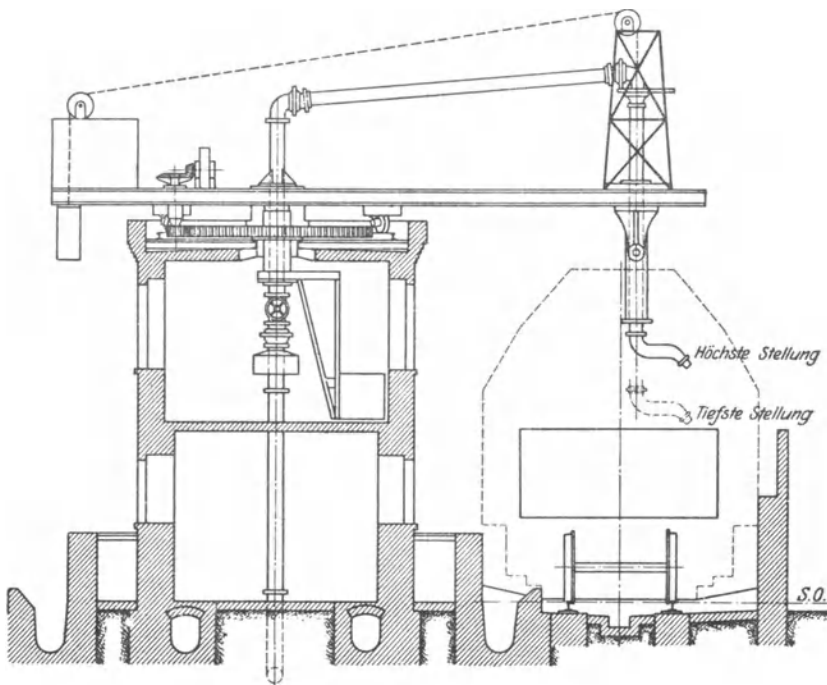


Abb. 439. Hebelrohrkran zur Spülentladung von Rüben (Fölsche).

Wasserverbrauch erfordern, weil der Wasserstrahl nicht in günstigster Weise ausgenutzt werden kann.

Das Wasser wird durch eine Kreiselpumpe gefördert, die einen Druck von etwa 20 m Wassersäule über der Düsenmündung erzeugt. Man hat mit einem Wasserverbrauch von etwa 6 cbm/min zu rechnen, was bei einer Gesamtdruckhöhe von 25 m und einem Wirkungsgrad der Kreiselpumpe von 0,6 einer Motorleistung

$$N = \frac{6000 \cdot 25}{60 \cdot 75 \cdot 0,6} = 56 \text{ PS}$$

entsprechen würde. Ist die Kreiselpumpe abgenutzt, was bei nicht ganz reinem Wasser in absehbarer Zeit eintritt, so muß mit höheren

Leistungen gerechnet werden, ebenso, wenn das Wasser höher gehoben werden muß. Erfahrungsgemäß lassen sich 6 bis 7, bei gut eingearbeiteten Leuten wohl auch mehr Wagen in der Stunde entladen.

Die mit der Rübenabladung durch Wasserstrahl erzielten Erfolge dürften Anregungen für die weitere Einführung des Spülverfahrens geben, zumal auf der anderen Seite die Erfahrungen mit dem Abbau von Sand und Gestein durch Wasserstrahlen vorliegen. So ist neuerdings auf meinen Vorschlag eine Anlage zur Entladung von Müll aus Eisenbahnwagen nach dem Spülverfahren von Fölsche gebaut worden. Abb. 440 zeigt, wie der Wasserstrahl zum Abschwemmen

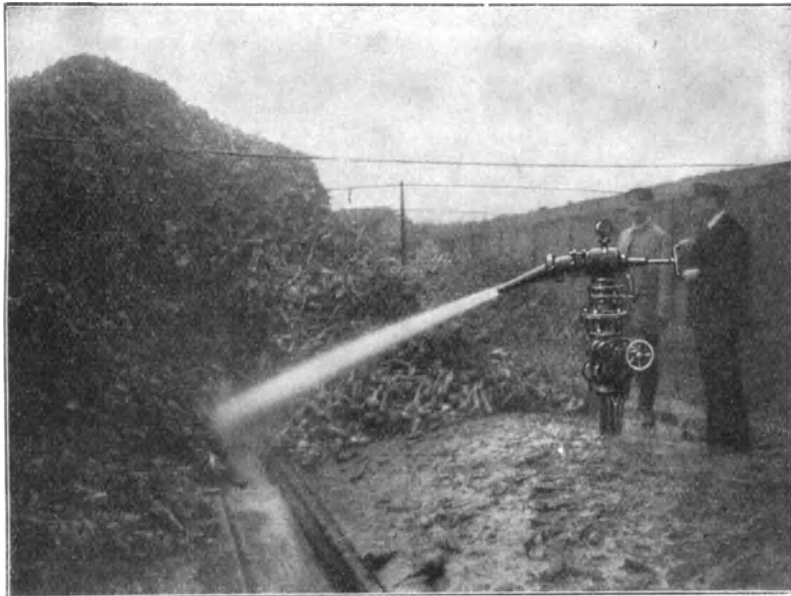


Abb. 440. Abschwemmen gelagerter Rüben mit dem Wasserstrahl.

der gelagerten Rüben benutzt werden kann, wobei für die Lagerfläche eine ganz geringe Neigung nach der Rinne hin genügt.

Die Anwendung des Verfahrens bleibt natürlich immer auf solche Stoffe beschränkt, denen Nässe nichts schadet, und ferner auf solche Örtlichkeiten, an denen Wasser zur Verfügung steht und das gebrauchte Wasser abgeführt oder zum Absetzen des größten Schmutzes in ein genügend großes Klärbecken geleitet werden kann. Bei Eisenbahnwagenentladung ist zu beachten, daß das Gleis gut betoniert werden muß, damit die Bettung nicht aufgeweicht wird. Der Einführung hinderlich ist natürlich der große Kraftverbrauch.

Ein Gemisch von Wasser und Luft dient bei dem auf Schiffen vielfach angewandten Ascheejektor der Howaldtswerke

als Förderflüssigkeit (Abb. 441). Betriebsmittel ist Druckwasser von  $6\frac{1}{2}$  bis 13 Atm. Spannung. Dieses tritt durch das in einer Düse endigende Rohr  $D_e$  in den Ejektor ein, mischt sich hier mit der durch das Schüffelventil  $V$ , gegebenenfalls auch durch die Reinigungs-

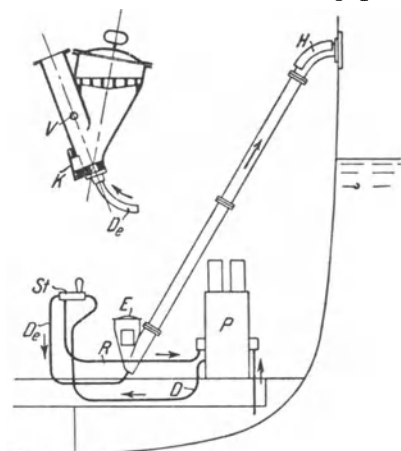


Abb. 441 und 442. Ascheejektor der Howaldtswerke.

klappe  $K$  angesaugten Luft und reißt die Asche, welche durch einen Trichter eingefüllt wird, mit sich fort. In dem Trichter liegt ein Rost, der die größten Schlackenstücke ausscheidet. Ein Deckel  $E$  verhindert das Übertreten von Seewasser in den Schiffsraum während des Stillstandes.

Abb. 442 zeigt schematisch die Gesamtanordnung für Handelsschiffe. Von der Pumpe  $P$  strömt das Druckwasser durch Rohr  $D$  zu dem doppelsitzigen Schnellhub-Anlaßventil  $St$  und bei nicht eingeschaltetem Ejektor durch das Rohr  $R$  zur Pumpe zurück. Um-

stellen eines Hahnes bewirkt selbsttätiges Umsteuern des Anlaßventiles, so daß das Wasser durch  $D_e$  zum Ejektor strömt. Die Auswurfleitung mündet oberhalb des Wasserspiegels. Starke Bean-

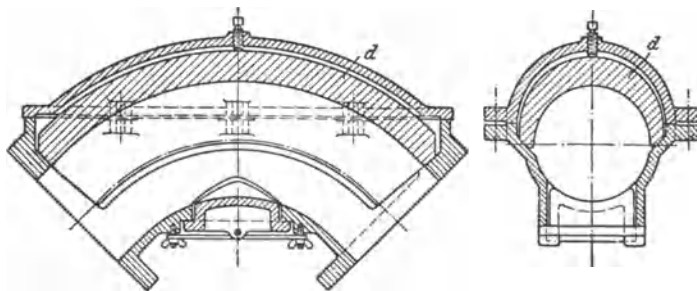


Abb. 443 und 444. Krümmer einer Aschenförderanlage.

spruchung erleidet vornehmlich der Krümmer  $H$ , in den daher eine auswechselbare Hartgußschale eingelegt wird.

Abb. 443 und 444 zeigen den Krümmer einer Aschenförderanlage nach einer amerikanischen Ausführung<sup>1)</sup>. Das hauptsächlich der Abnutzung unterworfenen Stück  $d$  ist aus Manganstahl hergestellt.

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1909, S. 1086. Vergl. auch Abb. 458, S. 261.

Bei der eigentlichen Luftförderung kann entweder mit Unterdruck oder mit Überdruck gearbeitet werden. Mit Überdruck lassen sich größere Leistungen und größere Entfernungen überwinden, denn einerseits kann man den Druckunterschied zwischen Anfang und Ende der Förderleitung beliebig erhöhen, andererseits ist die Luft

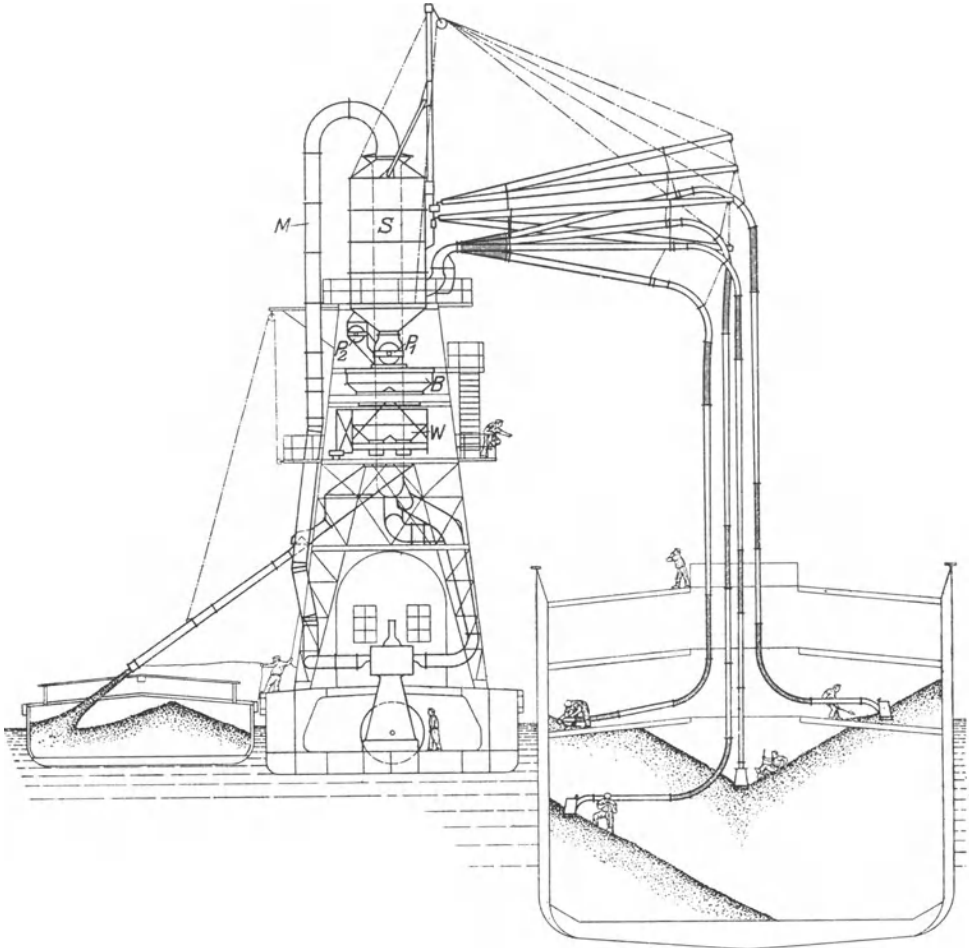


Abb. 445. Schema eines schwimmenden Saughebers (Amme, Giesecke & Konegen).

tragfähiger im verdichteten als im verdünnten Zustande. Am klarsten wird dies, wenn man sich vorstellt, daß bei einer Saugförderanlage die Luftverdünnung bis zu vollkommener Luftleere gesteigert würde; die Förderleistung müßte dann vollständig aufhören, weil die Luftteilchen, die gegen das Fördergut stoßen und es vorwärts treiben

sollen, fehlen. Meist ist die Entscheidung zwischen Saug- und Druckluft nach praktischen Gesichtspunkten zu treffen. Läßt sich das Gebläse besser am Anfang als am Ende der Leitung unterbringen, so ist Druckluft, im anderen Falle Saugluft zweckmäßiger, weil sonst eine besondere Druckluftleitung neben dem Förderrohr verlegt werden müßte. Hieraus ergibt sich weiter, daß Druckluft dann am

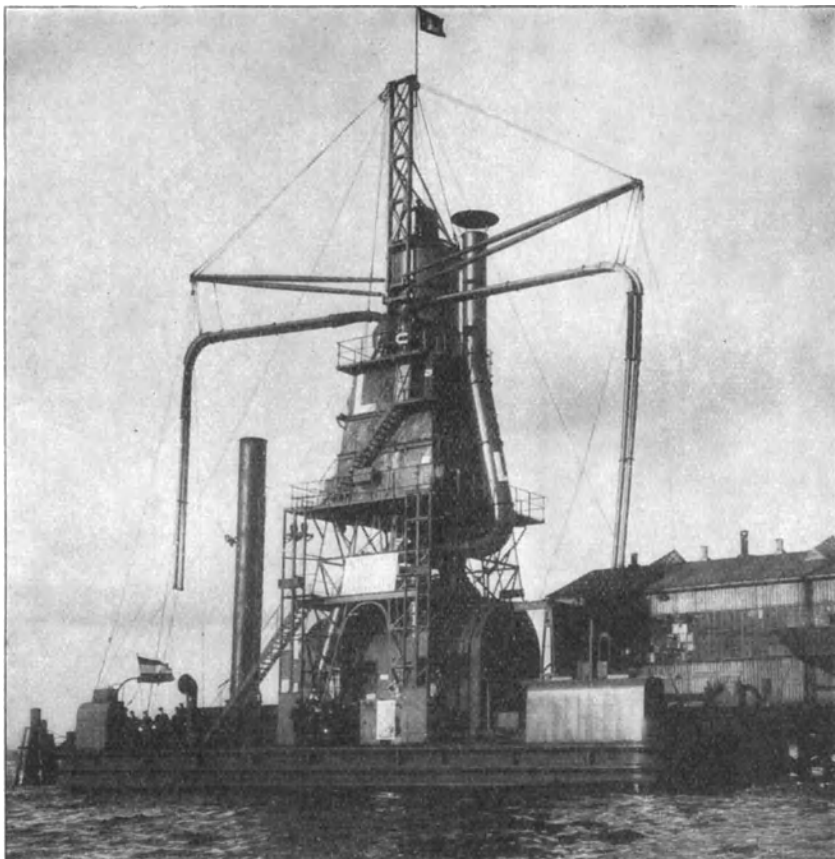


Abb. 446. Schwimmender Saugheber (Luther).

Platze zu sein pflegt, wenn von einem Orte aus nach verschiedenen Richtungen, Saugluft, wenn von verschiedenen Orten nach einem Punkt gefördert werden soll. Der letztere Fall kommt sehr viel häufiger vor. Dazu kommt, daß bei Förderung mit Saugluft lose aufgeschüttetes Fördergut ohne weiteres angesaugt, d. h. durch den Druck der äußeren Luft in das Förderrohr gedrückt werden kann, während bei Druckluft besondere Vorrichtungen nötig sind, um das



Material dem Luftstrom zuzuführen. Alles dies hat zur Folge, daß Saugluftförderung bei weitem überwiegt. Bei großen Entfernungen wird zuweilen ein Druckgebläse an den Anfang und ein Sauggebläse an das Ende der Leitung, oder ein Gebläse in die Mitte der Leitung gesetzt.

Von besonderer Wichtigkeit ist die pneumatische Förderung für die Entladung von Seeschiffen. Die allgemeine Anordnung eines

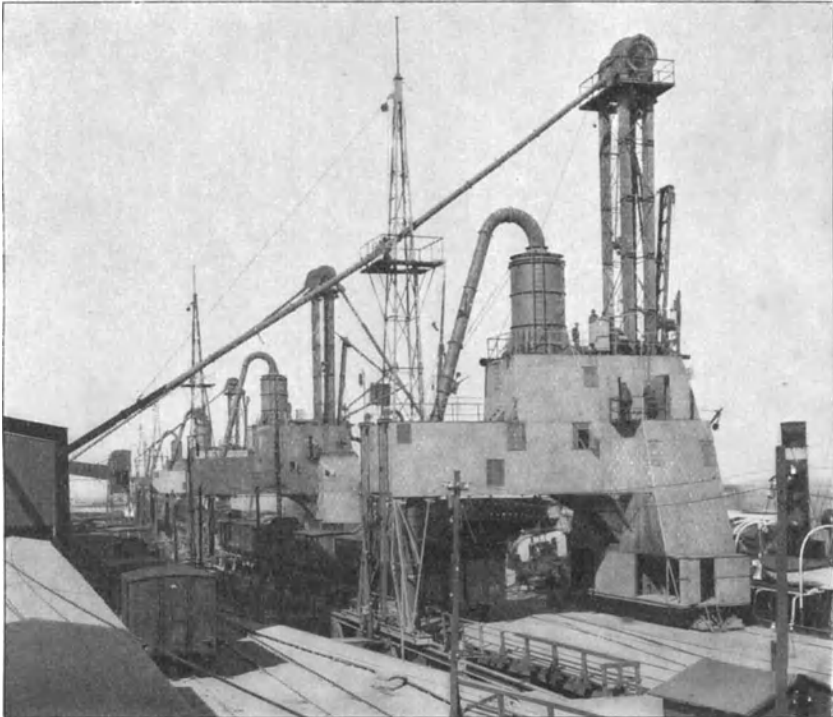


Abb. 447. Vier fahrbare Saugheber (Luther). Vergl. Abb. 448.

schwimmenden „pneumatischen Getreidehebers“ nach Bauart Amme, Giesecke & Konegen gibt Abb. 445 im Schema wieder<sup>1)</sup>.

Die Einrichtung ist auf einem pontonartigen Fahrzeug montiert. Unten im Schiff befinden sich die Dampfkessel und die

<sup>1)</sup> Vergl. auch Dinglers polytechnisches Journal 1914, S. 161: Luft, Über schwimmende pneumatische Getreideelevatoren. Luft schlägt hier u. a. vor, im Ponton Raum für ein Zwischenlager zu schaffen, nach dem das Getreide gefördert werden kann, während die Leichter ausgewechselt werden, so daß keine Betriebspausen entstehen. Das gelagerte Getreide wäre dann später nach der Saugkammer zu schaffen.

stehend angeordneten Luftpumpen, die durch eine Leitung  $M$  mit der auf einem Turmgerüst untergebrachten Saugkammer  $S$  verbunden sind und in ihr ein Vakuum aufrecht erhalten. An  $S$  schließen sich eine Anzahl von Rohren mit biegsamen Zwischenstücken an, die in das Schiff gesenkt werden und in ununterbrochenem Strom das Getreide zur Saugkammer befördern. Aus dieser wird es durch eine Schleuse  $P_1$  ohne Störung des Vakuums fortdauernd abgezogen; die zweite Schleuse  $P_2$  dient zum Abführen des Staubes (vergl. Abb. 454). Das Getreide gelangt in den Behälter  $B$  und nach Passieren der Dezimalwagen  $W$ , die der Schiffsschwankungen wegen

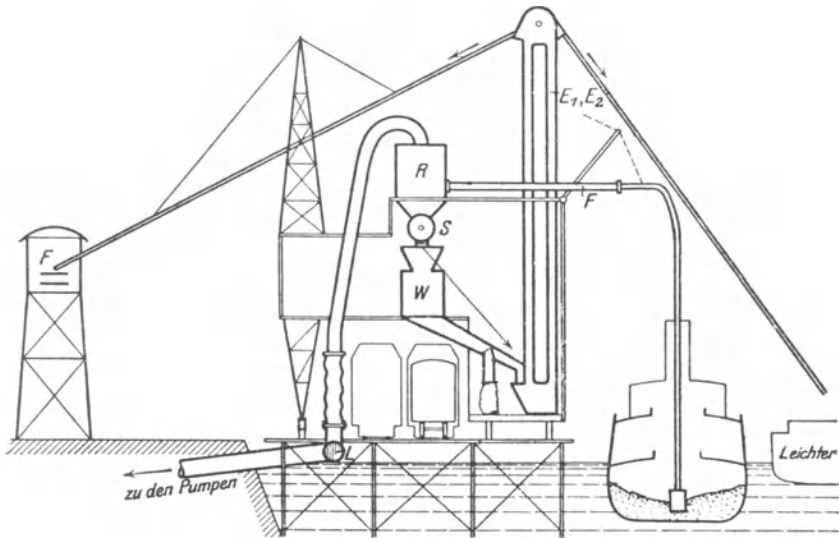


Abb. 448. Fahrbarer Saugheber in schematischer Darstellung (Luther).

pendelnd aufgehängt sind, durch ein Fallrohr in den Leichter, der beladen werden soll.

Abb. 446 ist die Abbildung eines von G. Luther nach dem gleichen Prinzip ausgeführten schwimmenden Hebers.

Eine am Ufer befindliche Anlage, bestehend aus vier fahrbaren pneumatischen Hebern, stellen die Abb. 447 und 448 dar. Die Anlage ist von G. Luther in Brake (Oldenburg) errichtet worden.

An einer dem Pier entlang verlegten Saugleitung  $L$  sind in bestimmten Abständen Anschlußkrümmer angebracht, an welche das untere biegsame Ende des vom Rezipienten  $R$  (der Saugkammer) ausgehenden Rohres angeschlossen wird. Das Getreide wird nun durch das Förderrohr  $F$  aus dem Schiffsraum gesaugt und durch

die Schleuse *S* der selbsttätigen Wage *W* zugeführt. Von hier gelangt es entweder zur Absackung und Verladung in Eisenbahnwagen, oder es wird durch einen der beiden Elevatoren *E*<sub>1</sub>, *E*<sub>2</sub> gehoben und durch das nach rechts führende Fallrohr in Leichter

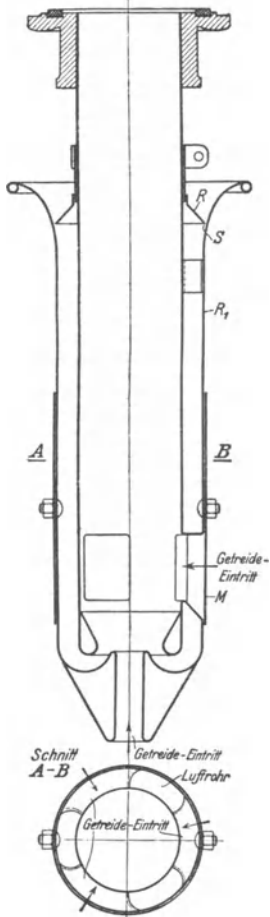


Abb. 449 und 450.  
Saugdüse von Amme,  
Giesecke & Konegen.

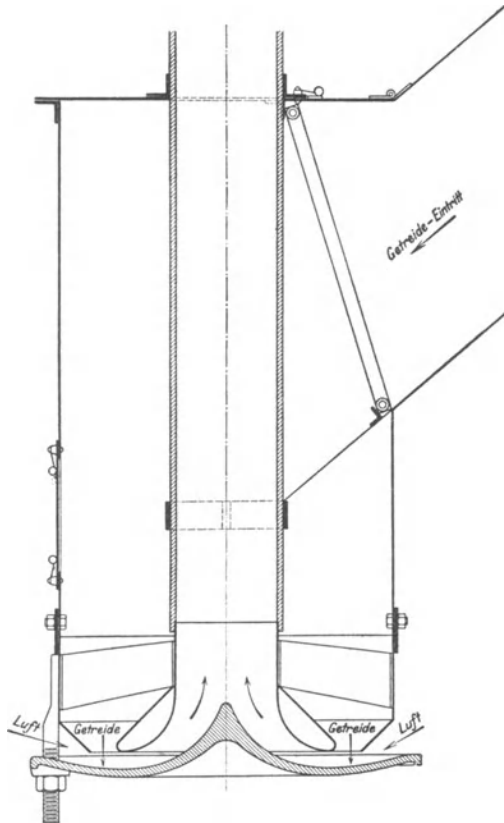


Abb. 451. Rumpfsaugdüse von Amme, Giesecke  
& Konegen.

befördert oder an das Transportband *F* weitergegeben. Die Anlage läßt sich also für eine Reihe verschiedener Zwecke verwenden.

Die wichtigsten Teile einer solchen Anlage sind die Saugdüsen und die Saugkammer. In Abb. 449 und 450 ist eine Saugdüse nach Amme, Giesecke & Konegen dargestellt. Die Menge der eintretenden Luft läßt sich durch Verschieben des Kegels *R*,

wodurch der Ringspalt  $S$  vergrößert oder verkleinert wird, genau regeln. Die Luft strömt in den ringförmigen Raum zwischen dem Saugrohr und dem äußeren Rohre  $R_1$  nach unten und wird hier umgelenkt, so daß sie in der Förderrichtung auf das Getreide trifft, das durch die seitlichen Durchbrechungen des Ringes und die axiale Eintrittsöffnung in das Rohr gelangt ist. Die seitlichen Öffnungen können durch Verschieben des Mantels  $M$  vergrößert und verkleinert werden.

Abb. 451 zeigt eine sogenannte Rumpfsaugdüse von Amme, Giesecke & Konegen, die dann zur Anwendung kommt, wenn das

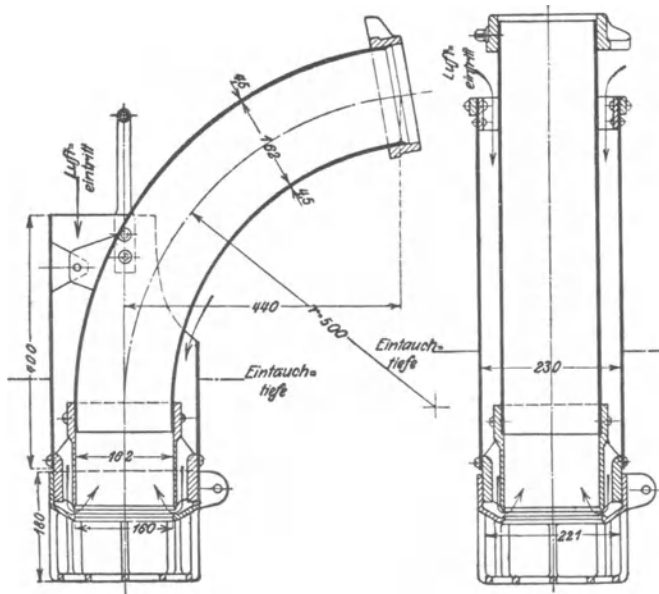


Abb. 452. Winkelsaugdüse (Hartmann).

Abb. 453. Gerade Saugdüse (Hartmann).

Getreide nicht vom Lager oder aus dem Schiffsraum abgesaugt werden muß, sondern von einem Füllrumpf aus weiterbefördert wird. Durch den ringförmigen Raum zwischen dem äußeren und inneren Rohr gelangt das Getreide in den Luftstrom, der über den Ablenkungsteller nach dem Förderrohre hin strömt, und wird von ihm mitgeführt. Der Luftverbrauch ist bei dieser Anordnung wesentlich geringer als bei den normalen Saugdüsen.

Abb. 452 und 453<sup>1)</sup> geben eine Winkelsaugdüse — geeignet zur Einführung in niedere Schiffsräume — und eine gerade Saugdüse

<sup>1)</sup> Nach Overbeck, Die Getreideumschlaganlage am Hafen III zu Bremen. Z. d. V. d. I. 1918, S. 301.

nach anderer Bauart wieder. Das Getreide strömt von unten in das Rohr ein. Die Luft gelangt durch einen Ringspalt dazu, der sich durch Verstellen des unteren, mit feinem Gewinde aufgesetzten Stückes erweitern und verengern läßt.

Abb. 454 veranschaulicht die Konstruktion einer Saugkammer mit eingebautem Staubabscheider. Der mit Getreide vermischte Luftstrom tritt bei *E* in die Kammer ein. Hier wird das Getreide und der gröbere Staub ausgeschieden, da die Luft eine scharfe Biegung nach oben machen muß, während die schwereren Teile nicht zu folgen vermögen und auf den Boden der Saugkammer fallen. Von hier gelangen sie in die Kammern der Zellenrad-schleuse *P*<sub>1</sub>, die von außen angetrieben wird und sich gleichmäßig dreht, so daß sie das Getreide nach außen befördert. Die Luft muß, ehe sie bei *A* austritt, noch durch den Kreiselstaubabscheider *R* hindurch, wobei sie so weit von Staub gereinigt wird, daß sie ohne Gefahr wieder in die Pumpen eingeführt werden kann. Man kann indessen die letzten Staubreste auch noch durch ein Filter auffangen. Aus dem Staubabscheider wird der Staub durch die Schleuse *P*<sub>2</sub> abgezogen und entweder abgeführt oder zur Vermeidung von Gewichtsverlust dem Getreide wieder zugesetzt.

Die früher gebräuchlichen, ohne äußeren Antrieb arbeitenden Pendelschleusen<sup>1)</sup> sind wegen ihrer geringeren Betriebsicherheit ganz aufgegeben worden. Die Dichtungsflächen können bei der Zellenrad-schleuse schärfer abschließen als bei der Pendelschleuse, deren selbsttätiger Betrieb lockeren Gang aller Teile verlangt. Die Folge ist eine Verringerung der von der Luftpumpe fortzuschaffenden Luftmenge und damit der Maschinenleistung.

Eine neuere Ausführung einer Zellenrad-schleuse von Amme, Giesecke & Konegen ist in Abb. 455 bis 457 dargestellt. Die Achse *E* der Schleuse ist in einem Hebel *F* gelagert, an dessen einem Ende die Zugstange *G* angreift. Mittels eines Exzenters *H*, das durch

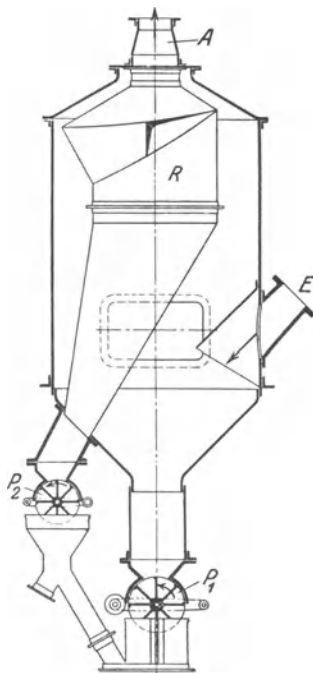


Abb. 454. Saugkammer mit Staubabscheider (Amme, Giesecke & Konegen).

<sup>1)</sup> Vergl. 2. Aufl., S. 262.

Schraubenübersetzung von einem Handrade aus betätigt wird, läßt sich die Zugstange *G* heben und senken und damit der Spielraum

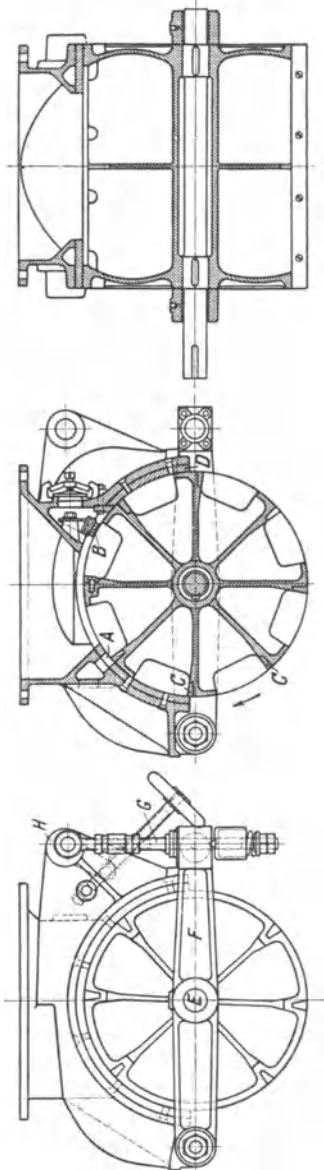


Abb. 455 bis 457. Zellenradschleuse (Amme, Giesecke & Konegen).

zwischen den Dichtungsflächen der Schleuse genau einstellen. Der Abnutzung ist durch Ausfütterung des oberen Schleusenteiles mit einem Halbzylinder *D* aus besonderem Material begegnet. An jeder Zellenwand ist ein Messer *C* angebracht, das etwa eingeklemmte Holzstückchen abschneidet. Im Schleusenoberteil befindet sich außerdem eine Bürste *B* zum Reinigen der Dichtungsflächen des Rades.

Durch die Öffnung *A* wird ein Druckausgleich herbeigeführt, ehe die Zelle unter die Saugkammer tritt, da sonst infolge plötzlicher Ausdehnung der in der Zelle enthaltenen Luft das Getreide umherschleudert würde.

Wichtige Teile der Förderanlage sind die Rohre und die Schläuche, die beide, namentlich an Krümmungen, infolge des Anpralls des Fördergutes einem starken Verschleiß unterliegen. Während die geraden Rohre aus Mannesmannrohr oder patentgeschweißtem Siederrohr hergestellt werden, erhalten die Krümmer besondere auswechselbare harte Schleißplatten nach Abb. 458<sup>1)</sup>. Manche Arten von Fördergut, insbesondere Asche und Schlacke, greifen indessen auch diese Platten übermäßig an. In einem Bericht über das Großkraftwerk Franken wird mitgeteilt, daß gewalztes zähes Schmiedeeisen am besten standgehalten hat, daß aber auch solche Platten von 30 bis

40 mm Stärke in etwa 6 Wochen durchgeschliffen wurden. Man hat sich schließlich damit geholfen, daß man die Krümmer durch er-

<sup>1)</sup> Nach Z. d. V. d. I. 1918, S. 301. Vergl. auch Abb. 423 und 424.



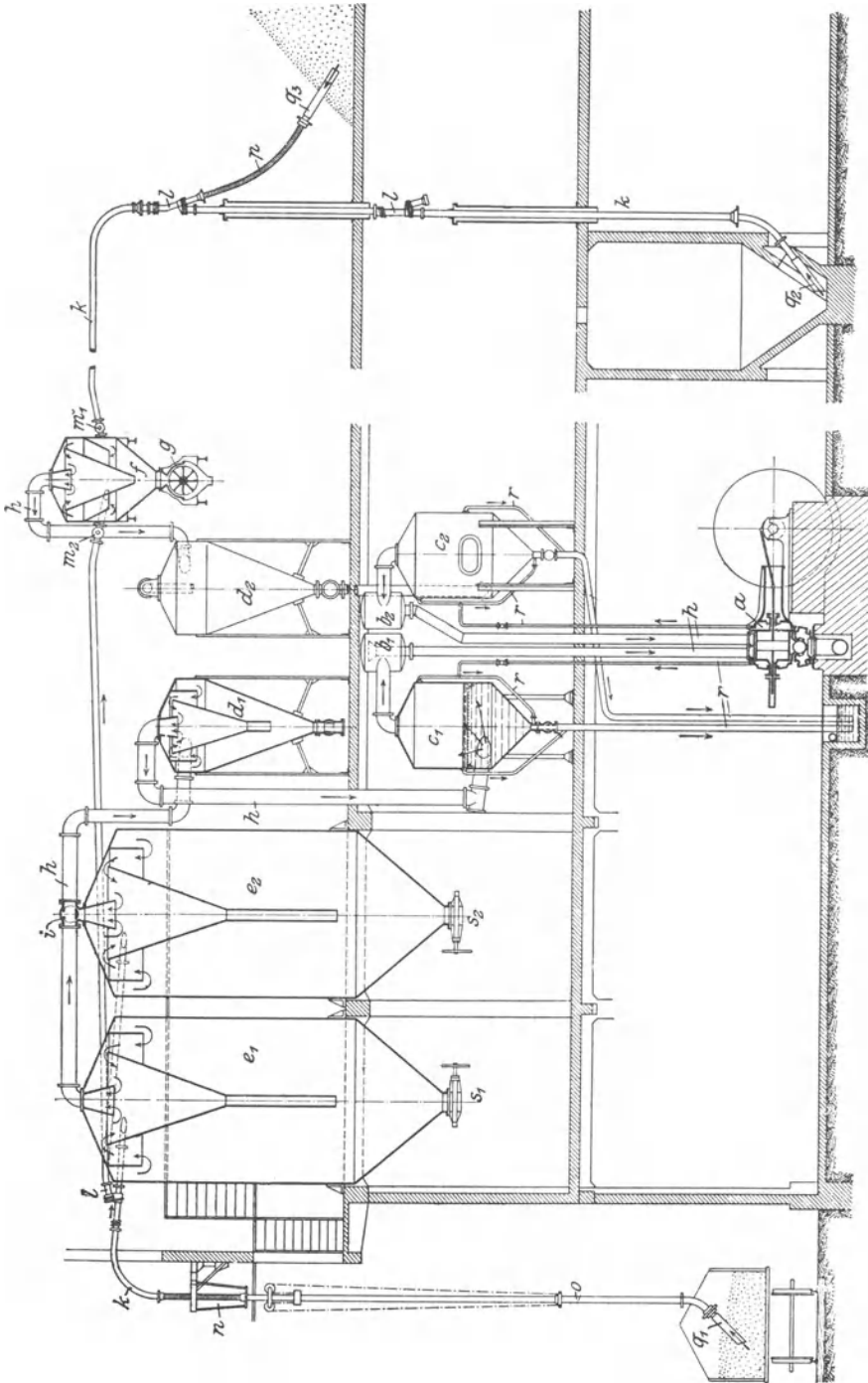


Abb. 462. Schematische Darstellung einer Saugluft-Förderanlage nach F. A. Hartmann & Co., Offenbach a. M.



lagertes Schaufelrad, das einen Wasserring in Drehung versetzt, der sich infolge der Fliehkraft gleichmäßig an das Gehäuse anlegt. In den jeweils unteren Radzellen entsteht infolgedessen ein Hohlraum, in den Luft hineingsaugt wird, der aber bei weiterer Drehung des Rades unter Ausstoßen der Luft verschwindet. Auf diese Weise läßt sich die für den Betrieb von Förderanlagen erforderliche Luftleere durchaus betriebsicher herstellen. Der Wirkungsgrad ist allerdings ganz wesentlich geringer als bei Kolbenluftpumpen, der Kraftverbrauch also hoch. Die Pumpe ist, da ein Teil des verunreinigten Wassers immer mit der Luft ausgestoßen und dafür gereinigtes Wasser angesaugt wird, verhältnismäßig wenig empfindlich gegen Staub; eine Reinigung der Luft vor Eintritt in die Pumpe ist trotzdem nötig, da diese sonst verschlammte.

Bei kleineren Fördermengen kann das selbsttätige Ausschleusen aus der Saugkammer fortfallen. Man läßt dann den Behälter sich füllen und zieht nach Aufhebung der Luftleere das Fördergut unten durch Öffnen eines Schiebers ab. Eine solche Anlage — mit zwei abwechselnd in Betrieb stehenden Saugbehältern — gibt Abb. 462; es handelt sich hier um die Entladung von Eisenbahnwagen und die Bedienung von Speichern.

Bei Förderung aus dem Eisenbahnwagen wird das Gut durch die Düse  $q_1$  angesaugt und gelangt in das Rohr  $o$ , das sich teleskopartig verlängern und verkürzen läßt. Das Rohr ist oben allseitig beweglich an einem Universalgelenk  $n$  aufgehängt und durch ein biegsames Schlauchstück mit dem Krümmer  $k$  verbunden, der durch den Umstellhahn  $l$  an den Saugbehälter  $e_1$  oder  $e_2$  angeschlossen werden kann. Bei der gezeichneten Stellung des Hahnes  $l$  gelangt der mit dem Fördergut vermischte Luftstrom in den Behälter  $e_1$ , der durch den Schieber  $s_1$  luftdicht verschlossen ist, so daß in ihm durch die Luftpumpe das erforderliche Vakuum erzeugt werden kann. Der Luftstrom wird nach dem Eintritt in den Behälter  $e_1$  mehrfach scharf abgelenkt, wobei die schwereren Teile des Fördergutes sich abscheiden und den Behälter füllen.

Damit der Staub nicht bis zur Pumpe mitgerissen wird, ist hinter den Behältern zunächst ein Trockenstaubabscheider  $d_1$  angeordnet, in den der Luftstrom durch das Rohr  $h$  gelangt, und in dem sich der Vorgang grundsätzlich in derselben Weise abspielt wie in dem Behälter  $e_1$ . Durch das Rohr  $h$  wird die Luft dann zur letzten Reinigung unter die Wasseroberfläche eines Naßfilters  $c_1$  geführt, von wo sie durch den Wasserabscheider  $b_1$  in die Luftpumpe  $a$  gelangt. Mit  $r$  sind die Füll- und Überlaufleitungen des Naßfilters bezeichnet.

Ist der Behälter  $e_1$  gefüllt, so wird der Hahn  $l$  umgestellt und auf diese Weise das Saugrohr an den Behälter  $e_2$  angeschlossen, der

andererseits durch den Dreiweghahn  $i$  mit dem Rohr  $h$  in Verbindung zu bringen ist. Während  $e_2$  sich füllt, kann  $e_1$  durch Öffnen des Schiebers  $s_1$  entleert werden.

Die Anlage ist so gedacht, daß die zweite Zylinderseite der Luftpumpe auf ein getrenntes Rohrsystem arbeitet, in das eine für stetige Entleerung durch eine Schleuse bestimmte Saugkammer eingeschaltet ist. Abgesaugt wird je nach Stellung der Hähne durch die Düse  $q_2$  aus dem Silo oder durch die Düse  $q_3$  vom Bodenspeicher. Durch die Rohrleitung  $k$  geht der Luftstrom in die Saugkammer  $f$ , mit der die Schleuse  $g$  verbunden ist, und von da in entsprechender Weise wie bei dem anderen System über Staubascheider  $d_2$ , Filter  $c_2$  und Wasserabscheider  $b_2$  zur Pumpe.

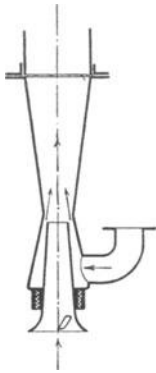


Abb. 463. Düse für Druckluftförderung.

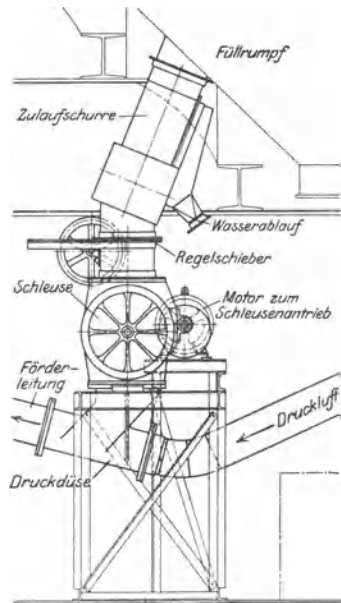


Abb. 464. Aufgabestelle einer Druckluftförderung für Kohle (Luther).

Wird der Absperrhahn  $m_1$  geschlossen und dafür  $m_2$  geöffnet, so kann auch vom Eisenbahnwagen her nach der Saugkammer  $f$  gefördert werden.

Versuchsweise ist zur Entladung von Schiffen auch Druckluft verwandt worden. Abb. 463 gibt eine für diesen Zweck konstruierte Düse wieder, der die Druckluft durch ein besonderes Rohr zugeführt wird<sup>1)</sup>. Die Luft erzeugt beim Ausströmen durch einen schmalen Ringspalt, dessen Weite durch Einstellen von  $D$  geändert werden kann, eine Luftleere, die das Getreide in das Rohr hineinzieht.

Häufiger kommt Druckluftförderung im Innern von Gebäuden

<sup>1)</sup> Nach Zimmer, S. 109.

zur Anwendung, für Getreide allerdings seltener als für Gerste und Malz. Anlagen der letzteren Art finden sich vielfach in Brauereien und sind sehr einfacher Art. Bothner erzeugt die Druckluft durch ein Kapselgebläse und führt das Fördergut durch eine Speisewalze, ähnlich der in Abb. 455 bis 457 dargestellten Vorrichtung, in den Luftstrom ein. Durch Verteilungsklappen kann der Strom nach verschiedenen Richtungen gelenkt werden. Es ist darauf zu achten, daß in der Leitung keine scharfen Krümmungen vorkommen, die das Malz beschädigen würden.

Bei einer von Luther gebauten Druckluft-Förderanlage wird gewaschene Nußkohle über eine Strecke von 104 m bei 21 m Hebung vom Kohlensilo unter der Wäsche nach einem hochgelegenen Bunker am Giebel des Kesselhauses befördert (Abb. 464). Die Kohle rutscht aus dem Bunker der durch einen Motor angetriebenen Schleuse zu, die sie durch die Düse in den Luftstrom befördert. Am Ende der Förderleitung ist ein Ausscheider angeordnet. Die Pumpe steht in einiger Entfernung von der Aufgabestelle; durch einen hinter der Luftpumpe angeordneten Windkessel werden die Luftstöße in der Druckleitung abgeschwächt. Bei 60 t Stundenleistung beträgt der Kraftverbrauch ungefähr 70 PS.

Nach Angabe von Luther kann Kohle über 50 mm Kantenlänge nicht mehr mit Luft gefördert werden.

Der Kraftverbrauch ist bei Förderung mit Luft verhältnismäßig hoch. Klug gibt für Weizen als heute erreichbare Werte an<sup>1)</sup>:

|             |     |     |     |            |
|-------------|-----|-----|-----|------------|
| Entfernung  | 100 | 200 | 300 | 400 m      |
| Kraftbedarf | 1,2 | 2,3 | 3,8 | 6 PS-st/t. |

Dies würde bedeuten, daß der Kraftverbrauchscoeffizient  $\alpha$  sich zwischen 3 und 4 bewegt. Er steigt mit wachsender Entfernung. Unter 1 PS für die Tonne Stundenleistung wird man indessen auch bei noch geringeren Entfernungen nicht kommen, weil dann der Kraftverbrauch für das Ansaugen des Gutes ausschlaggebend wird. Bei pneumatischen Schiffselevatoren sind bei 200 t Stundenleistung günstigstenfalls etwa 1,1 PS/t erreicht worden; durch den größeren Kraftverbrauch beim Resteausräumen wird indessen der Durchschnittsverbrauch erhöht. Herzfeld führt an<sup>2)</sup>, daß bei Versuchen folgende Zahlen erreicht worden sind:

<sup>1)</sup> Nach „Fördertechnik und Frachtverkehr“ 1920, S. 118.

<sup>2)</sup> Die Umschlagplätze der Zentral-Einkaufsgesellschaft für die Beförderung von rumänischem Getreide. Z. d. V. d. I. 1919, S. 159.

|                          | Anlage Vukovar<br>Leistung<br>t/st | Kraftverbr.<br>für 1 t/st<br>PS <sub>e</sub> | Anlage Ujvidek<br>Leistung<br>t/st | Kraftverbr.<br>für 1 t/st<br>PS <sub>e</sub> |
|--------------------------|------------------------------------|--|------------------------------------|--|
| Arbeit mit geraden Düsen | 65,6                               | 1,74   | —                                  | —  |
| Arbeit mit Restdüsen     | 67,6                               | 2,18   | 54,7                               | 2,81   |
| Arbeit mit Winkeldüsen   | 66,0                               | 2,21   | 67,2                               | 2,79   |

Man wird damit zu rechnen haben, daß bei Schiffsentladung der Kraftverbrauch etwa 8 bis 10 mal so hoch ist wie bei Entladung mit Becherwerken; erfolgt indessen in beiden Fällen der Antrieb durch Dampfmaschinen, so ist der im Verhältnis zur Leistung geringere Kohlenverbrauch der größeren Maschinen zugunsten der pneumatischen Förderung zu berücksichtigen. So führt Herzfeld an, daß bei zwei in Vergleich gezogenen Anlagen das Kohlenverbrauchsverhältnis statt, wie gewöhnlich angenommen, 1:8 nur 1:3 war.

Anlagen zur Entladung von Eisenbahnwagen gebrauchen etwa 50 bis 70 PS.

Der Kraftverbrauch ist in hohem Maße abhängig von der Bauart und Ausführung der Anlage. Gute Dichtung der luftführenden Teile (Kolben, Steuerorgane, Schleuse), richtige Bemessung der Rohrquerschnitte, vorteilhafte Wahl der Umlaufzahl der Pumpe und des Vakuums, endlich richtige Bauart der Saugdüsen üben einen ausschlaggebenden Einfluß aus. Die vorliegenden Erfahrungen sind noch lückenhaft, theoretische Grundlagen überhaupt nicht vorhanden<sup>1)</sup>.

Die erforderliche Luftleere steigt nach Klug von etwa 20 cm Quecksilber bei geringer Förderlänge auf mehr als 40 cm bei 400 m Entfernung.

Wenn trotz des großen Kraftverbrauches und trotz der bedeutend höheren Anlagekosten die pneumatischen Getreideheber ein großes Anwendungsgebiet erobert haben, so ist das der Bequemlichkeit zuzuschreiben, die sie im Betriebe bieten, namentlich der Ersparnis an Arbeitskräften. Das Zuschaufeln aus den Ecken des Schiffsraumes, bei staubigem Getreide eine sehr unangenehme Arbeit, fällt fort, und an seine Stelle tritt nur das Handhaben der Saugdüsen, die sich in jeden Winkel einführen lassen. Die Saugrohre können durch eine enge Öffnung in den Schiffsraum eintreten und gestatten daher, die Luken bei schlechtem Wetter zuzudecken, sind auch dem

<sup>1)</sup> Ich wiederhole an dieser Stelle die bereits mündlich gegebene Anregung, daß gemeinsame planmäßige Versuche seitens der beteiligten Firmen durchgeführt werden möchten. Das ist um so wichtiger, als angesichts der Kohlenknappheit die Luftförderung mit ihrem hohen Kraftverbrauch überhaupt in Gefahr steht, Boden zu verlieren.

übrigen Ladeverkehr nicht im Wege. Die gründliche Durchlüftung des Getreides kann, namentlich wenn dasselbe schon länger gelagert hat, von großem Werte sein, ebenso die Reinigung des Schiffsraumes durch den Luftstrom.

Bei der pneumatischen Malzförderung kommt der Kraftverbrauch weniger in Frage, weil es sich meist nur um kleine Leistungen, etwa 2 bis 4 t/st handelt. Namentlich bei schwierigen Förderwegen leistet die Luftförderung ausgezeichnete Dienste, da sich die Rohrleitungen ganz beliebig führen lassen und wenig Platz beanspruchen. Wartungs- und Unterhaltungskosten sind äußerst gering.

Mit Erfolg ist die Luftförderung auch für kleinstückige Steinkohle, Braunkohle, Soda, Asche angewandt worden<sup>1)</sup>. Bei Ascheförderung ist, ehe man die an einer Anlage gewonnenen Erfahrungen auf einen anderen Fall überträgt, genau zu prüfen, ob es sich um Asche handelt, die dieselbe Beschaffenheit hat. Die Schlacke wird häufig zunächst durch fahrbare Brecher zerkleinert, an welche die Förderleitung durch einen Schlauch angeschlossen wird.

Abweichend von dem hier dargestellten Verfahren hat man versucht, leichte Stoffe mit Ventilatoren in der Weise zu fördern, daß das Fördergut mit dem Luftstrom durch den Ventilator hindurchgeht. Das gelingt bei den kleinen Mengen an Spänen und Staub, die z. B. in Tischlereien anfallen<sup>2)</sup>, auch wohl bei Förderung größerer Mengen von Sägespänen, die durch Absieben von allen Unreinigkeiten, wie Holzstücken, Bast, Eisenteilen, Steinen, befreit sind. Andernfalls tritt bei dem geringen Druck, mit dem hier gearbeitet wird — 10 bis 20 mm Quecksilber — leicht ein Verstopfen der Rohre ein; auch kann der Ventilator gefährdet werden. Die Leistung ist gering, das Ansaugen schwierig.

Verwiesen sei noch auf die „Mitteilungen der Zentralstelle zur Förderung der deutschen Portland-Zement-Industrie“ vom 30. Januar 1913, wo auf Seite 50 eine Einrichtung zum pneumatischen Entleeren von Zementsilos und staubfreien Verpacken des Zementes beschrieben wird.

---

<sup>1)</sup> In „Glückauf“ 1913, S. 1945, beschreibt Buhle eine von Simon, Bühler & Baumann gebaute Förderanlage, bei der Nußkohle von einem neben dem Eisenbahngleise liegenden Füllrumpf über das Gleis und ein Gebäude hinweg nach dem Kesselhaus gesaugt wird. Die Anlage ist ein kennzeichnendes Beispiel für die bequeme Überwindung örtlicher Schwierigkeiten durch Saugförderanlagen. — Vergl. auch „Glückauf“ 1916, S. 531: Pradel, Luft als Fördermittel im Dampfkessel- und Ofenbetriebe; Z. d. V. d. I. 1913, S. 474: Kohlenförderung mit Saugluft.

<sup>2)</sup> Vgl. Z. d. V. d. I. 1913, S. 1763.

## 15. Abschnitt.

## Verschiedene seltener angewandte Förderverfahren.

## a) Schubrinnen.

Die Schubrinnen bestehen aus einem fest gelagerten Troge, in dem sich Schaufeln hin und herbewegen, die beim Hingang das Fördergut vor sich herschieben, beim Rückgang dagegen aus dem

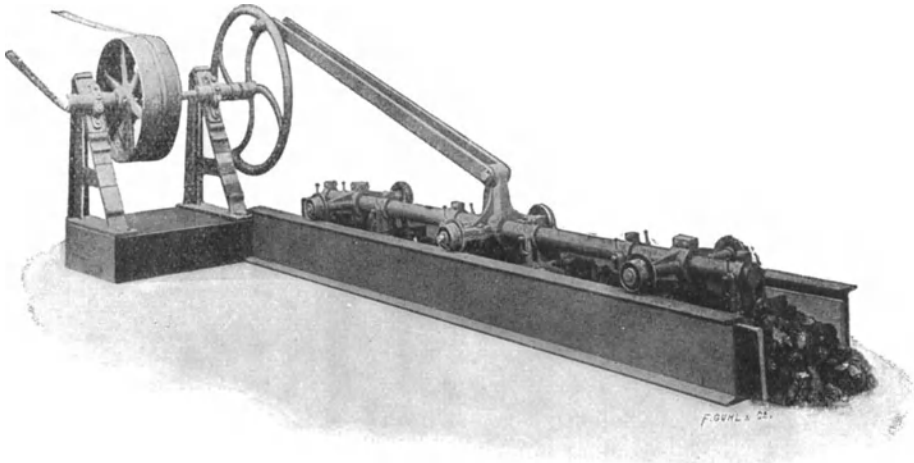


Abb. 465. Schubrinne.

Material herausgezogen werden (Abb. 465 und 466). Die Schaufeln sind mit einer durch eine Kurbel bewegten Stange gelenkig verbunden, so daß sie beim Rückgang von selbst in die Höhe klappen und sich beim Vorwärtsgang durch ihr Eigengewicht wieder in die Kohle eingraben. Die bewegten Teile werden von Rollen gestützt.

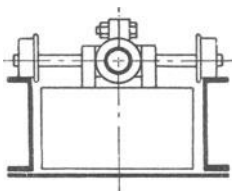


Abb. 466. Querschnitt einer Schubrinne.

Schubrinnen werden selten angewandt<sup>1)</sup>. Die Leistung ist nicht hoch, die Ausführung verhältnismäßig teuer. Vorteilhaft ist die geringe Rauminanspruchnahme.

## b) Förderräder.

Man hat Förderräder mit wagerechter Achse schon seit langer Zeit zum Heben von Wasser benutzt; zum Heben fester bzw. geschichteter Güter sind sie kaum zur Anwendung gekommen, obwohl

<sup>1)</sup> Gegenwärtig fast nur für die Beförderung von Formsand in Gießereien. Vergl. Z. d. V. d. I. 1914, S. 165.

es nicht unmöglich erscheint, daß sie ihrer Einfachheit wegen unter bestimmten Verhältnissen Vorteile bieten können. Es müssen Vorkehrungen getroffen werden, damit die Becher sich im höchsten Punkt entleeren können<sup>1)</sup>.

Wie mir mitgeteilt wird, sind in den afrikanischen Goldminen Heberäder ausgeführt worden, um den mit Wasser vermischten goldhaltigen Quarzsand während des Aufbereitungsprozesses zu heben. Da dieses durch das Pochwerk zerkleinerte Material außerordentlich scharfkantig ist, waren alle anderen Hebevorrichtungen, beispielsweise Elevatoren, einem rapiden Verschleiß ausgesetzt. Die Schöpfräder dagegen bewähren sich dank ihrer Einfachheit verhältnismäßig gut. Der Kranz wird durch eine Rinne gebildet, deren Boden an der

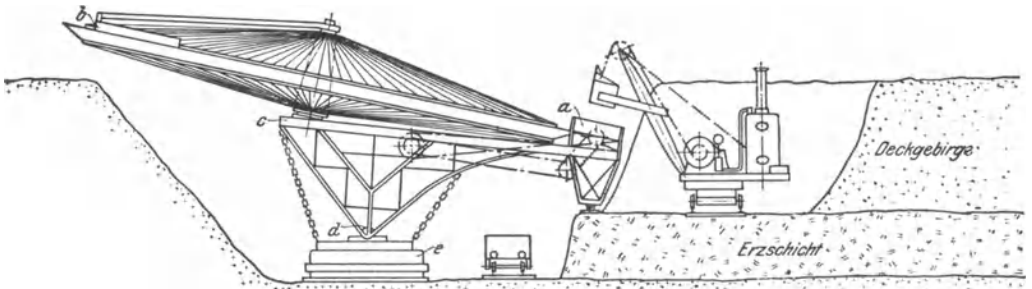


Abb. 467. Schräges Förderrad für Abraum.

äußeren Peripherie liegt, und in welche schräge Zwischenwände eingesetzt sind, so daß einzelne Zellen entstehen. Am tiefsten Punkt wird durch eine Rinne das Sand- und Wassergemisch von oben zugeführt, nahe dem höchsten Punkt fließt es wieder aus. Die erreichbare Hubhöhe soll bei diesen Rädern, die mit etwa 20 m Durchmesser ausgeführt werden, 70 bis 80 vH des Außendurchmessers betragen<sup>2)</sup>.

Ein wagrechtes bzw. schräg einstellbares Förderrad ist bei einem Erzbergwerk in England zur Fortschaffung des Abraumes benutzt worden (Abb. 467<sup>3)</sup>. Der Radkranz hat einen Durchmesser von 24 m und ist mit Drahtspeichen an der Nabe befestigt, die sich auf einem Eisengerüst dreht. Das Gerüst selbst ist auf einem Zapfen *d* gelagert, der wiederum auf dem Drehtisch *e* montiert ist, so daß

<sup>1)</sup> Vergl. „Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb“ 1916, S. 317: Das Schilhausche Rad zum Beladen von Kohlentendern.

<sup>2)</sup> Vergl. auch Z. d. V. d. I. 1920, S. 311: Siebschaufelräder vor Absetzbecken von Kläranlagen.

<sup>3)</sup> Nach Z. d. V. d. I. 1909, S. 1693, und Engineering and Mining Journal 1909, S. 510.

das Rad nach jeder Richtung eingestellt werden kann. Der Radkranz wird durch einen etwa 1000 mm breiten Ring gebildet, auf den das Fördergut an einer Stelle aufgeschüttet wird, während an einer anderen Stelle ein Abstreifer es wieder entfernt.

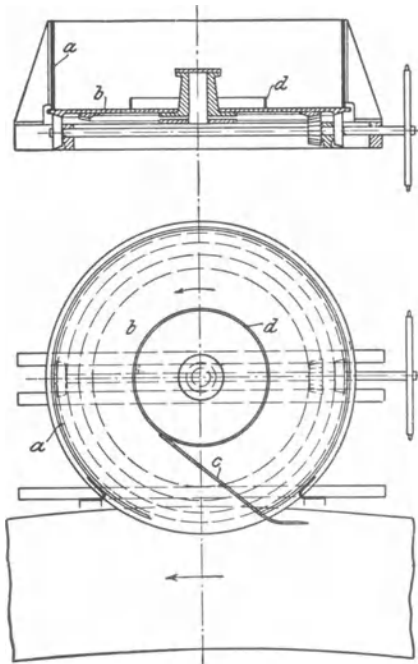


Abb. 468. Verteiler zum Förderrad nach Abb. 467.

Der Abstreifer läßt sich während des Betriebes verstellen, so daß das Fördergut auch ohne Änderung der Lage des Rades auf der Schüttstelle verteilt werden kann. Damit das Rad durch das von der Dampfschaufel ausgeschüttete Material nicht an einem Punkt zu stark belastet wird, ist ein Verteiler von sehr einfacher Bauart nach Abb. 468 vorgesehen, bestehend aus einem drehbaren Tisch von 2,4 m Durchmesser mit einer 60 cm hohen Einfassung. Das von dem Tisch mitgenommene Fördergut wird durch den niedrigen Abstreifer *c* abgedrängt und auf das Förderrad geschoben.

Liegt zuviel Material auf dem Tisch, so soll der Überschuß über den Abstreifer hinwegtreten und beim nächsten Umgang abgeworfen werden.

Das Rad leistet nach den Angaben bei etwa sechs Umläufen in der Minute 385 cbm/st. Sein Gewicht einschließlich des eisernen Gerüsts beträgt ungefähr 7000 kg.

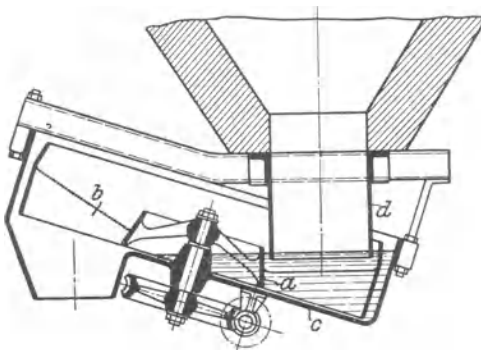


Abb. 469. Selbsttätiger Ascheabscheider nach Schwabach (Gesellschaft für künstlichen Zug).

Mit dieser Einrichtung grundsätzlich verwandt ist der selbsttätige Aschenabscheider nach Schwabach (Abb. 469). Allerdings wird die Asche von dem Rade *a* nicht getragen, sondern von dessen Rippen *b* auf



einer festen Unterlage fortgeschoben. Diese Unterlage ist der Boden eines teilweise mit Wasser gefüllten Behälters *c*, in den die Asche durch einen an den Aschensack angeschlossenen Stutzen *d* hineinfällt. Der untere Rand des Stutzens taucht in das Wasser, das einen luftdichten Abschluß bildet und das Auftreten von Staub verhindert. Die Asche fällt in vollständig durchnäßigem Zustande aus der Behälteröffnung in die Kippwagen oder ein anderes Mittel zur Weiterbeförderung.

Die Räder haben bei den normalen Ausführungen etwa 0,8 bis 1,5 m Durchmesser.

### e) Wurfförderung.

Es ist ein naheliegender und vielleicht auch aussichtsvoller Gedanke, Materialien durch Wurf zu befördern, d. h. dem Fördergut eine solche Geschwindigkeit zu erteilen, daß es in irgendeiner

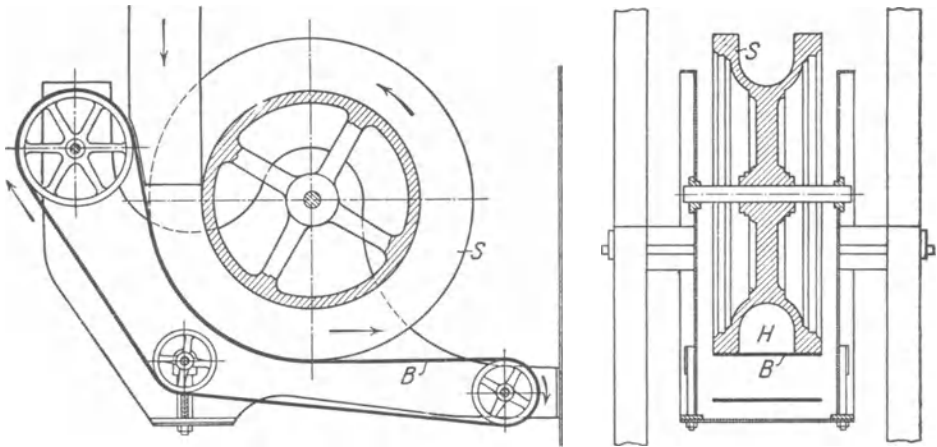


Abb. 470. Brouwersche Retortenlademaschine (Bamag).

Richtung im freien Fluge eine beträchtliche Wegstrecke zurücklegt. Beispielsweise ließen sich auf diese Weise ein Lagerboden oder eine Anzahl von Silos beschicken, ohne daß an mehr als einer Stelle bewegte Teile vorhanden wären. Die Schwierigkeit liegt vor allem in der Staubeentwicklung. Ob es je gelingen wird, das Verfahren in größerem Umfange praktisch brauchbar zu gestalten, läßt sich zur Zeit nicht voraussagen, da erst ein einziger Ansatz in dieser Richtung vorliegt.

Es ist dies die Brouwersche Lademaschine für Gasretorten, deren Schema in Abb. 470 wiedergegeben ist.

Um dem Fördergut — in diesem Falle Kohle — die Geschwindigkeit zu erteilen, deren es bedarf, um bis an das Ende der Retorte geschleudert zu werden, dient ein mit Eisenstäben besetztes endloses Band  $B$ , das über verschiedene Leitrollen läuft und eine Strecke weit an der mit einer ringförmigen Aussparung versehenen Scheibe  $S$  derart geführt wird, daß ein gekrümmter Hohlraum  $H$  entsteht, dem das Fördergut durch ein Rohr von oben zugeführt wird. Das Band läuft mit großer Geschwindigkeit um, nimmt dabei die Scheibe mit und schleudert das stetig zulaufende Fördergut in die Retorte hinein.

Die Anordnung ist sehr einfach und hat sich für diesen besonderen Zweck in zahlreichen Ausführungen bewährt. Allerdings macht sich auch hier schon die Staubentwicklung fühlbar.

---

### III. Hilfsvorrichtungen.

#### 16. Abschnitt.

#### Hilfsmittel für die Zu- und Abführung des Fördergutes.

##### a) Rohre und Rinnen.

Rohre und Rinnen werden meistens mit dem geringsten Gefälle angelegt, das mit Rücksicht auf sicheres Abgleiten zulässig erscheint. Kommt das Material mit beträchtlicher Geschwindigkeit an und ist der Weg kurz, so kann die Neigung kleiner sein als im umgekehrten Falle. Üblich ist bei eisernen Rohren, den Neigungswinkel folgendermaßen zu wählen:

Getreide 35°, Kohle 40°, Erz 45°.

Häufig werden auch hölzerne Rohre benutzt, die am besten mit Zinkblech auszuschlagen sind, da dieses nicht rostet und niedrige Reibungszahlen ergibt.

Unter günstigen Verhältnissen dürfen die obengenannten Werte um 2 bis 3° unterschritten werden. Sie erheblich zu überschreiten, ist nur bei solchen Materialien zulässig, deren Qualität durch den Sturz nicht geschädigt wird. Wenn empfindliche Körper steil abwärts befördert werden müssen, so kann man sich mit einer Wendelrutsche helfen, d. h. man verlegt die Rinne nach einer Schraubelinie, deren Steigungswinkel dem normalen Gefällwinkel entspricht. Einfacher, wenn auch nicht so wirksam, ist ein durch Querleisten unterbrochenes Rohr nach Abb. 471. Ein anderes Mittel bildet die Verwendung eines umgekehrten Becherwerkes, dessen Bewegung durch das niedergehende Gut hervorgerufen und mit einer Bremse oder durch Verbindung mit einem anderen Förderer geregelt wird. Soll ein Haufen aufgeschüttet werden, so kann auch ein glattes, senkrechtes Rohr zur Anwendung kommen, das stets gefüllt gehalten wird, so daß das Material nur in dem Maße langsam nachrutscht, wie es unten weggenommen wird. Becherwerk sowohl wie Rohr

lassen sich aufziehbar einrichten — letzteres in Form eines Teleskoprohres —, so daß Haufen von beliebiger Höhe aufgeschüttet werden können.

Die Querschnittfläche des Rohres ist je nach Leistung und Stückgröße so zu wählen, daß keine Verstopfungen eintreten können. Das kleinste vorkommende Maß dürfte etwa 100 qcm sein. Dies ist aber nur zulässig bei nicht backenden, von Verunreinigungen — wie z. B. Getreidehalmen — freien Körpern. Bei größeren Leistungen kann, wenn das Fördergut mit der Geschwindigkeit  $c$  ankommt und diese nicht durch Stoß vernichtet wird, der Querschnitt in qm aus der Formel

$$f = 2 \frac{V}{3600 \cdot c} \text{ bis } 3 \frac{V}{3600 \cdot c}$$

berechnet werden, wo  $c \leq 2$  m/sek zu setzen ist. Natürlich sind immer die Abmessungen der größten vorkommenden Stücke zu be-



Abb. 471.  
Fallrohr mit  
Querleisten.



Abb. 472 und 473.  
Rohrquerschnitte.

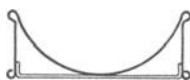


Abb. 474.  
Tragbare Rinne.

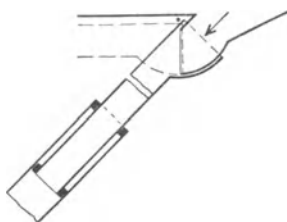


Abb. 475.  
Teleskoprohr.

rücksichtigen. Bei bedeutender Stückgröße werden Rohre überhaupt möglichst vermieden und statt dessen offene Rinnen benutzt, so daß die Bedienungsmannschaft dem Fluß des Materials nachhelfen kann.

Der Querschnitt des Rohres ist ein Rechteck oder ein Kreis (Abb. 472 und 473). Erstere Form wird meist so hergestellt, daß wenigstens die Bodennieten außerhalb des Rohres liegen. Die innenliegenden Nietköpfe werden zweckmäßig versenkt. Runde Rohre, deren Naht nach oben gelegt werden muß, sind leichter an Gewicht, billiger herzustellen und setzen dem Gleiten weniger Widerstand entgegen. Da jedoch der Anschluß an die Aufgabe- oder Abwurfstutzen der Förderer in der Regel durch ein gußeisernes Übergangsstück hergestellt werden muß, so sind sie nur bei größeren Längen vorteilhaft. Knicke in der Leitung sind bei runden Rohren sehr bequem durch gußeiserne Krümmer zu überwinden.

Offene Rinnen sind für nicht stäubendes Material zu gebrauchen.

Sie erhalten gewöhnlich Rechteckquerschnitt und werden aus einem Stück gebogen. Abb. 474 zeigt den Querschnitt einer tragbaren Rinne mit rundem Boden, die zur Verteilung des Förderguts auf Lagerplätzen bestimmt ist<sup>1)</sup>. Die Wulste an den oberen Ecken dienen als Handleisten.

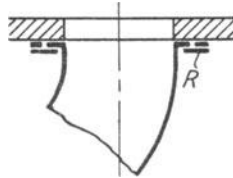
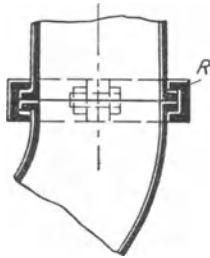


Abb. 476 und 477.  
Anschlüsse drehbarer Rohre.

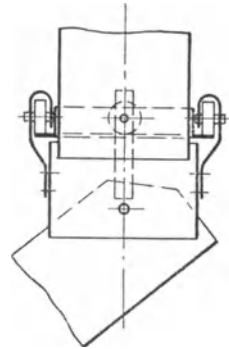


Abb. 478. An Rollen aufgehängtes drehbares Rohr.

Abb. 475 gibt ein Beispiel für ein gelenkig befestigtes Teleskoprohr, wie es namentlich bei Schiffselevatoren zur Anwendung kommt. Das Rohr ist rund, nur die Anschlüsse sind rechteckig.



Abb. 479.  
Zusammenschiebbares Gliederrohr.

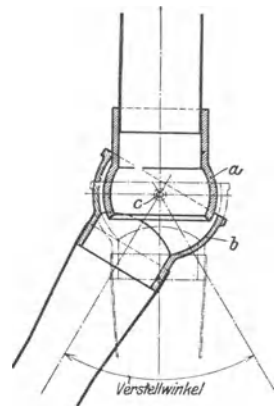


Abb. 480. Verstellbares Rohr  
(Amme, Giesecke & Konegen).

Um das Gut von einem Orte aus mehreren Förderern oder verschiedenen Stellen des Lagers zuzuleiten, werden vielfach drehbare Rohre nach Abb. 476 oder 477 benutzt. In beiden Fällen ist der Ring *R* geteilt. Eine andere Möglichkeit ist die, den Krümmer

<sup>1)</sup> Vergl. Patentschrift 171831.

zu teilen. In Abb. 478 schließt an das an Rollen aufgehängte drehbare Stück eine verstellbare Rinne an. Abb. 479 zeigt endlich ein biegsames Gliederrohr, das zusammengeschoben werden kann. Es ist für die Beladung von Eisenbahnwagen bestimmt.

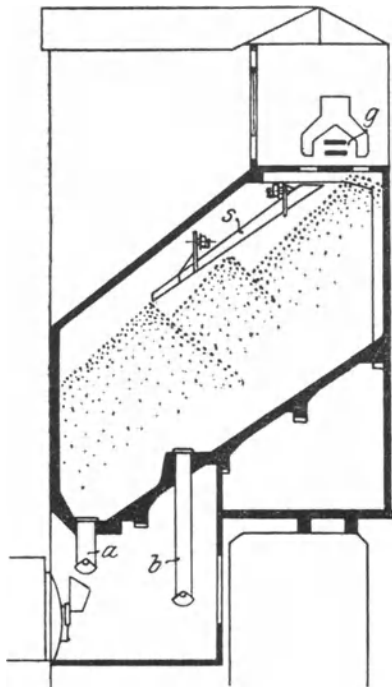


Abb. 481. Fahrbare Rinne zum Füllen eines Kohlensilos (Luther).

Schurre *s* benutzt, um von dem Abwurfwagen des Gurtförderers *g* die Kohle über den Bunker zu verteilen. Die Kohle kann nicht nur am Ende der Schurre, sondern auch an einem Zwischenpunkt ausfließen. Auf diese Weise ist eine ziemlich gleichmäßige Beschüttung des Bunkers unter einem dem Reibungswinkel: Kohle gegen Schurre entsprechenden flachen Winkel möglich, während bei Begrenzung der Kohlenoberfläche nach dem Böschungswinkel ein großer Teil des Raumes verloren gegangen wäre.

#### b) Verschlüsse<sup>1)</sup>.

Zu unterscheiden ist zwischen Klappen- und Schieberverschlüssen<sup>2)</sup>.

<sup>1)</sup> Die Verschlüsse für Behälteröffnungen sind gewissermaßen als Aufgabevorrichtungen anzusehen und müssen häufig mit den Förderern zusammen entworfen werden, was ihre Besprechung an dieser Stelle rechtfertigt.

<sup>2)</sup> Schieber und Drosselklappen zum Verschließen von Absackrohren vergl. „Glückauf“ 1915, S. 631.

Verstellbare Rohre werden auch dann benutzt, wenn es sich darum handelt, einen festen Anschluß zwischen zwei beliebig im Raume zueinander gelegenen Punkten herzustellen, deren genaue Lage sich vielleicht erst bei der praktischen Ausführung der Verbindung feststellen läßt. Um in solchen Fällen eine rasche und bequeme Herstellung des Rohranschlusses zu ermöglichen, wenden Amme, Giesecke & Konegen ein Rohrknie nach Abb. 480 an. Das kugelförmige Rohrstück *b* wird über den Stützen *a* geschoben und nach Einstellung in der richtigen Neigung durch Anziehen der Schrauben *c* festgeklemmt. Der Hohlraum, der zwischen den Körpern *a* und *b* verbleibt, kann zwecks Abdichtung mit einem beliebigen Stoffe ausgefüllt werden.

Bei der Kesselbekohlungsanlage, Abb. 481, ist eine fahrbare

Abb. 482 zeigt eine Klappe einfachster Art, die nur bei leerem Behälter geschlossen werden kann und sich beim Zufallen selbsttätig verriegelt.

Sehr beliebt ist die Anordnung nach Abb. 483, wo der Drehpunkt unter der Auslauföffnung liegt, so daß die Klappe gleichzeitig als Rinne für das ausfließende Gut dient. Einen Abschluß ergibt schon die wagerechte Stellung des Bodenbleches, da das Material sich unter seinen natürlichen Böschungswinkel anstaut.

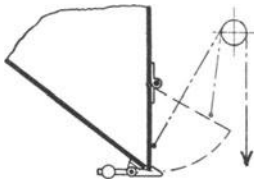


Abb. 482. Einfacher Klappenverschluß.

Heben der Klappe wird durch das darauf lastende Gut erschwert, weshalb häufig außer dieser Vorrichtung ein Schieberverschluß, etwa nach Abb. 497, zur Anwendung kommt.

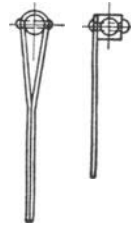


Abb. 484.  
Ausführung von Klappen.

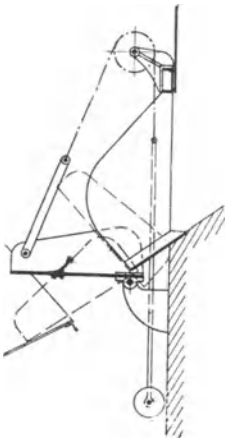


Abb. 483. Rinnenstück als Klappe.

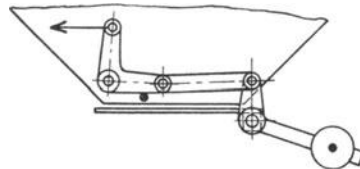


Abb. 485. Klappenverriegelung.

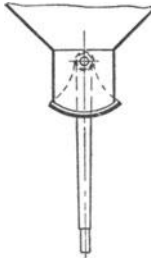
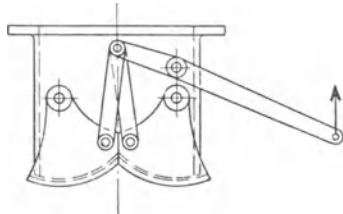
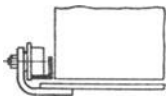
In den beiden angeführten Fällen wurde die Klappe durch eine nahe der Vorderkante angreifende Kette mit Gegengewicht bewegt. Ist das Drehmoment nicht groß, so läßt sich die Klappe bequemer an einer runden oder einer vierkantigen Welle mit angedrehten Zapfen befestigen (Abb. 484). Erstere Form ist vorzugsweise für Rohrgabelungen, letztere für eigentliche Behälterverschlüsse geeignet. Abb. 485 veranschaulicht die Verriegelung einer solchen Klappe mittels Kniehebel in einer für Wägebühler passenden Form. Ein leichter Zug in der Richtung des Pfeiles gibt die Klappe frei, die sich unter dem Druck des herausstürzenden Materials öffnet, um sich nach der Entleerung unter Einwirkung des Gegengewichtes selbsttätig zu

schließen und zu verriegeln. Die Gewichtswirkung darf bei geöffneter Klappe nicht zu stark sein, da sonst der Schluß vorzeitig erfolgt.

Schieber nehmen weniger Höhe weg als Klappen und sind allgemeiner verwendbar. Abb. 486 zeigt einen Flachschieber, der bei kleinem Bewegungswiderstand einen einfachen Handgriff erhält, sonst mit Hebel oder Zahnstange bewegt wird<sup>1)</sup>. Beim Verschieben ist die Reibung gegenüber dem darauf lastenden Material, sowie

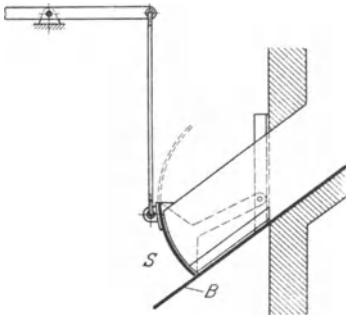
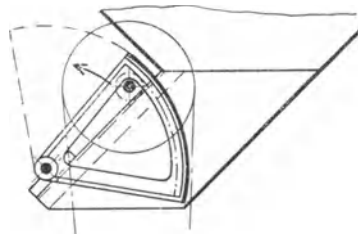


Abb. 486. Flachschieber.

Abb. 488.  
Rundschieber.Abb. 489.  
Doppel-Rundschieber.Abb. 487. Flachschieber  
mit Laufrollen.

gegenüber den Gleitbahnen zu überwinden, ferner etwaige Klemm-  
widerstände. Es ist nicht üblich, den Schieber mit Laufrollen zu  
versehen, weil die Laufbahnen zu sehr verschmutzen. Vorkommenden  
Falles müssen die Laufbahnen geschützt angeordnet werden (Abb. 487).

Sehr große Flachschieber werden  
zuweilen hydraulisch oder elek-  
trisch bewegt.

Abb. 490. Drehschieber mit Hebel-  
antrieb, von oben schließend.Abb. 491. Drehschieber mit Zahn-  
getriebe, von oben schließend.

Der Widerstand vermindert sich ungefähr auf die Hälfte, wenn  
der Schieber zylindrisch gestaltet und an einem Zapfen aufgehängt  
wird. Man kann diese Form etwa als Rundschieber bezeichnen.  
Aus Abb. 488 und 489, die einen einfachen und einen doppelten Dreh-  
schieber mit Hebelantrieb zeigen, geht hervor, daß der Raumbedarf

<sup>1)</sup> Vergl. Abb. 121, S. 61.



größer ist als beim Flachschieber, da an den pyramidenförmigen Behälterboden ein prismatischer Stutzen angesetzt werden muß.

Abb. 490 bis 493 veranschaulichen die Anwendung von Rundschiebern bei seitlichem Abfluß des Fördergutes.

Bei den beiden Ausführungsformen nach Abb. 490 und 491 schließt der Schieber ab, indem er, von oben kommend, das im Auslaufen begriffene Fördergut durchschneidet. Die obersten Schichten durchdringt er dabei leicht. Dann aber beginnt das Fördergut, falls es größere Stücke enthält, sich zu stauen, der Ausfluß verstopft sich, da die Stücke nicht mehr austreten können, und nur das feine Material rieselt noch durch. Beim weiteren Schluß hat also

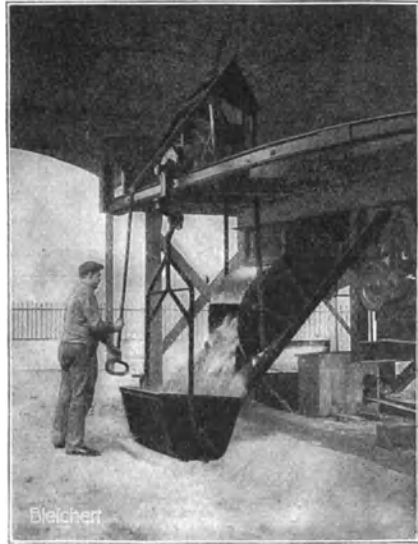


Abb. 492. Drehschieberverschluß, von oben schließend (Bleichert).

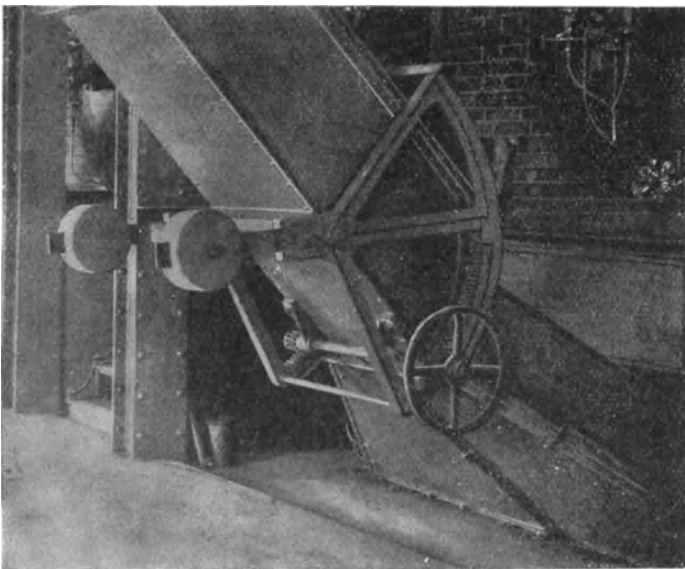


Abb. 493. Drehschieberverschluß, von oben schließend, mit Zahnradantrieb (Unruh und Liebig)

der Schieber die groben Stücke zur Seite zu drängen oder zu zerschneiden. Bei hartem Fördergut gehört dazu eine sehr erhebliche Kraftanstrengung seitens des bedienenden Mannes, und dementsprechend

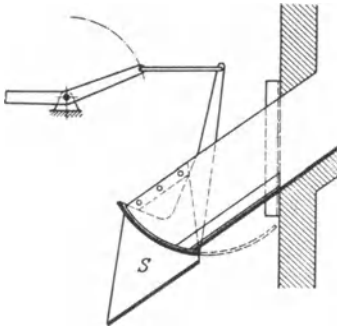


Abb. 494. Drehschieber mit Kniehebel, von unten schließend (Bleichert).

ist auch in Abb. 491 ein Zahngetriebe eingeschaltet, das die durch den Kettenzug ausgeübte Kraft auf den Schieber überträgt. Der Schieber nach Abb. 490 ist dagegen mehr für feines Material geeignet. Wird er — als einfache und billige Ausführung — auch für gröberes und härteres Gut verwandt, so gehört einige Geschicklichkeit — rasches Zufallenlassen, unter Umständen wiederholtes Probieren — dazu, um einen dichten Schluß hervorzubringen.

Ob die Drehachse, wie in Abb. 490, oberhalb oder nach Abb. 491 unterhalb des Schiebers liegt, ist von der Bauart des Bunkers abhängig.

Abb. 491 ergibt eine sehr gedrängte Konstruktion.

Abb. 492 zeigt einen solchen Verschuß — mit Handbetrieb — beim Füllen von Hängebahnwagen, Abb. 493 einen Verschuß mit Zahnradantrieb an einem Kesselhaus.

Für jede Art von Fördergut geeignet sind die Verschlüsse, bei denen der Schieber das Fördergut beim Schließen von unten her durchschneidet (Abb. 494 bis 498), weil dabei die Schneide des Schiebers die großen Brocken vor sich her in den freien Raum schiebt, so daß sie, ohne Klemmungen zu verursachen, zur Seite fallen. Die Bauart nach Abb. 494 ist sehr günstig in bezug auf

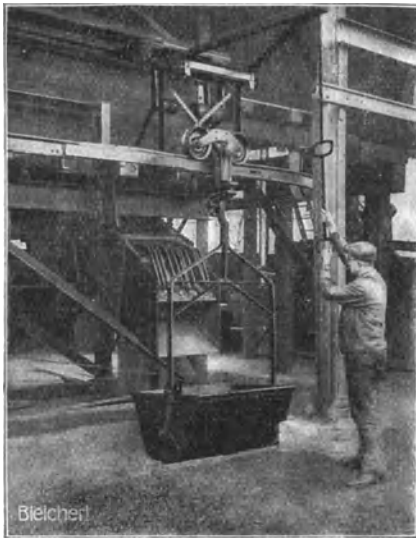


Abb. 495. Drehschieberschluß, von unten schließend (Bleichert).

die Anordnung des Antriebsgestänges. Bei geschlossenem Schieber, wie gezeichnet, liegt Kniehebelwirkung mit sehr großer Übersetzung vor, bei geöffnetem Schieber ist die Übersetzung gering. Das entspricht dem Verlauf des Widerstandes, der anfangs, wenn der Schieber voll

belastet ist und die Reibung der Ruhe überwunden werden muß, sehr groß ist, gegen das Ende der Bewegung hin dagegen nahezu verschwindet. Die Kraft des Mannes ist infolgedessen in bester Weise ausgenutzt. Der gleiche Grundsatz läßt sich übrigens auch bei anderen Bauarten durchführen. Die Schurre *S* gibt dem Material, das während des Öffnens und Schließens über den Rand des Schiebers hinweg-

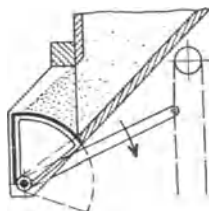


Abb. 496. Drehschieber mit Hebel, von unten schließend.

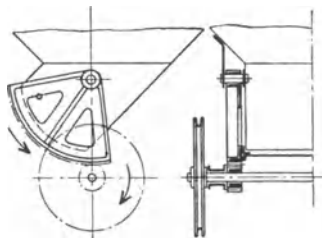


Abb. 497 und 498. Drehschieber mit Zahngetriebe, von unten schließend.

fällt, eine Führung. Bei der praktischen Ausführung wird nach Abb. 495 oberhalb der Ausflußöffnung ein durch gelenkig aufgehängte Stäbe gebildeter Rost angebracht, der verhindert, daß beim Füllen des leeren Bunkers große Stücke herauspringen und die Bedienung gefährden, der aber nachgibt, wenn einzelne grobe Stücke vorn auf dem Schieber liegen.

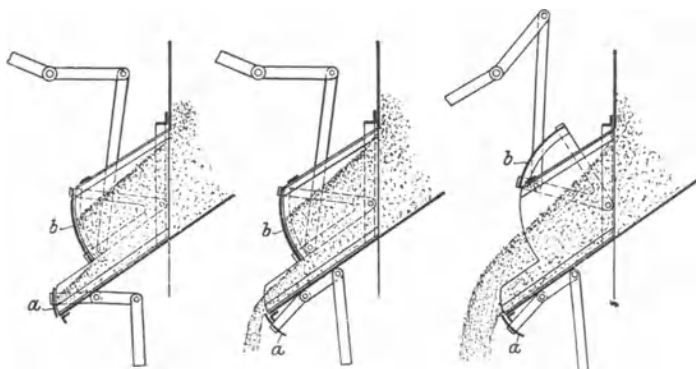


Abb. 499 bis 501. Stauverschuß (Bleichert).

In Abb. 496 ist die Drehachse nach unten gelegt und der Schieber so ausgebildet, daß die eine Seitenfläche als Führung für das Gut dient. Unvorteilhaft ist es, daß sich feines Material in den Spalt zwischen dem Schieber und den Flächen des Bunkerauslaufes klemmen kann. Abb. 497 und 498 geben eine Anordnung für Zahnantrieb. Der Abschluß der unteren Auslaufkante gegen den Schieber ergibt sich durch die Böschung des Fördergutes. Eine Führung für die

während der Schieberbewegung herausstürzenden Massen ist nicht vorhanden.

Eine sehr vollkommene Wirkung wird bei den Bleichertschen Stauverschlüssen erreicht. Der in Abb. 499 bis 501 in drei Stellungen gezeichnete Verschuß besteht aus zwei getrennten Rundschiebern *a* und *b*, von denen der eine von unten, der andere von oben das Material durchdringt. Bei feinem Material und geringer Entnahme braucht nur der kleine untere Schieber *a* geöffnet zu werden, der eine sehr genaue Regelung des Durchflusses gestattet; andernfalls wird auch der Schieber *b* gehoben. Beim Schließen wird der Schieber *b* zuerst auf das Material heruntergesenkt, wobei er die in Bewegung

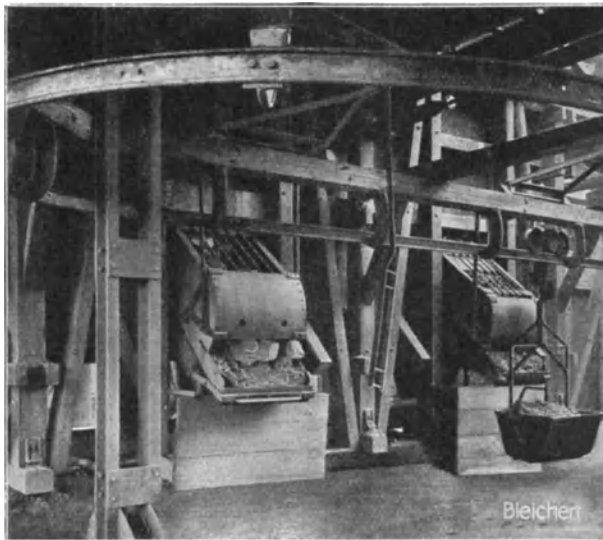


Abb. 502. Stauverschuß.

befindlichen oberen Schichten durchschneidet und den Strom allmählich abdämpft, ein Vorgang, der sich, wie schon oben erläutert, ohne besonderen Kraftaufwand vollzieht, da kein zwangläufiges Durchschneiden ruhender Massen stattfindet. Das endgültige Unterbrechen des Ausflusses geht mit Hilfe des von unten kommenden Schiebers *a* sehr rasch vor sich, und zwar auch ohne erheblichen Kraftaufwand seitens des Arbeiters, da das Material nach oben ausweichen kann. Die Einrichtung vereinigt somit leichte Regelbarkeit und bequeme Handhabung, ist aber natürlich kostspieliger als die einfachen Verschlüsse. Abb. 502 veranschaulicht nicht nur in treffender Weise die Wirkung der „Stauverschlüsse“, sondern ist für das Verständnis der an Schieberverschlüsse zu stellenden Anforderungen überhaupt recht lehrreich.

Derselbe Grundgedanke ist bei den Heckelschen Koksrampenverschlüssen<sup>1)</sup> verwertet worden (Abb. 503). Zum Aufhalten und dichten Abschließen des Koksstromes, der auf der schrägen Rampe herab-rutscht, dienen die beiden Schieber *a* und *b*, die in ihrer Bewegung zwang-läufig voneinander abhängig sind. Zum Antrieb dient ein Handrad *h*, das mit Schneckengetriebe das Seg-ment *s*, an dem der Schieber *b* durch eine Kette aufgehängt ist, und die Zahnstange *z* zur Bewegung des unteren Schiebers *a* bewegt. Durch einen Rost wird das überflüssige Löschwasser in eine Rinne *r* abgeführt<sup>2)</sup>.

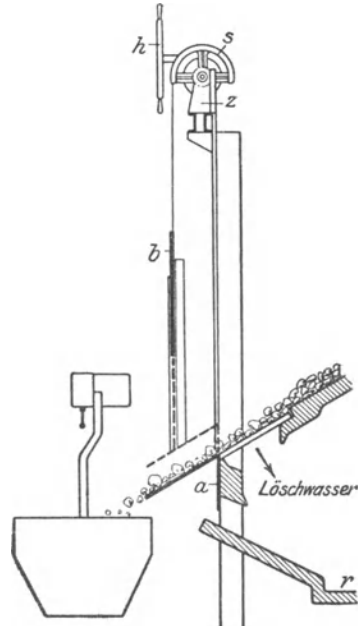


Abb. 503. Koksrampenverschluß (Heckel).

Mit den besten hier beschrie-benen Bauarten kommt man bei Handbetrieb schwer über Ausfluß-öffnungen von 0,5 qm hinaus, weil dann die Widerstände so groß werden, daß die Kraft eines Mannes nicht mehr ausreicht. Für sehr groß-stückiges Fördergut, namentlich für grobe Erze, reicht aber diese Öffnung nicht mehr aus, da die großen Stücke leicht Gewölbe über der Öff-nung bilden, die nur in sehr mühseliger Weise mit Stangen eingestoßen werden können. Besonders unangenehm macht sich diese Erscheinung geltend, wenn das Erz zum Zusammen-backen neigt.

Selbstverständlich kann man jeden beliebigen Ver-schluß maschinell betreiben und auf diese Weise auch mit den beschriebenen Ausführungen große Bunkeröffnungen bedienen. Wenn aber ein Schieber beispielsweise unter

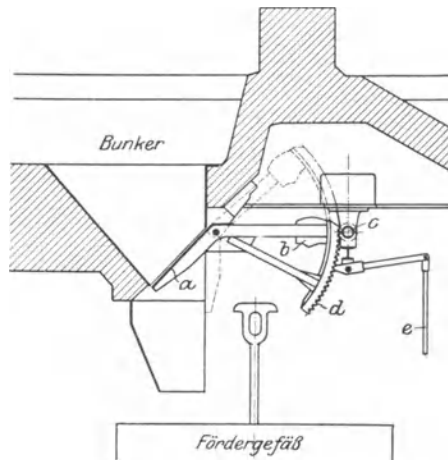


Abb. 504. Klappenverschluß von Züblin.

<sup>1)</sup> Vergl. auch Z. d. V. d. I. 1901, S. 338.

<sup>2)</sup> Vergl. „Glückauf“ 1918, Nr. 5.

einer 1 qm großen Öffnung weggezogen würde, so würden die Fördergefäße, die oft ziemlich kleine Abmessungen haben, durch die plötzlich herausstürzende Menge überfüllt werden. Deshalb ist man bei den neueren maschinell betriebenen Verschlüssen dazu übergegangen, die Verschußklappen oder Schieber zu teilen und so anzutreiben, daß sie getrennt voneinander bewegt werden können.

Die erste Bauart, die diesen Grundsatz befolgte, war die der Firma Züblin in Straßburg (Abb. 504 und 505). Züblin benutzt für jede Auslauföffnung drei nebeneinanderliegende Klappen *a*, die

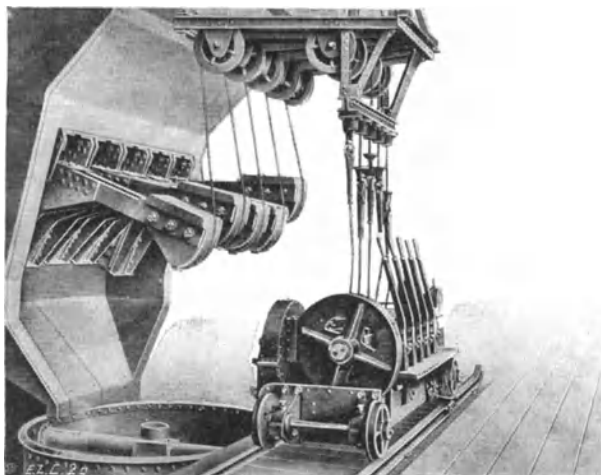


Abb. 505. Klappenverschluß von Züblin mit fahrbarem Antrieb.

sich um eine feste Achse drehen und durch Gewichte *b*, welche die Klappen gegen die Bunkeröffnung drücken, geschlossen gehalten werden. Durch den maschinellen Antrieb (Ritzel *c* und Zahnsegment *d*) ist jede Klappe für sich abzuheben. Wenn an einer so hergestellten Teilöffnung der Ausfluß stockt, so kann eine andere Klappe oder zwei Klappen gleichzeitig gehoben werden, um dem Gewölbe den Stützpunkt zu entziehen und es zum Einsturz zu bringen. Beim Ausrücken des Antriebs mittels der Zugstange *e* wird die Klappe durch das Gewicht zugeschlagen und sperrt daher den Ausfluß fast augenblicklich ab. Der Antrieb geht von einer durchgehenden Transmissionswelle aus.

Nachteilig ist bei dieser Bauart, die auf vielen Hüttenwerken Anwendung gefunden hat, daß kein dichter Schluß zustande kommt, wenn ein großes Stück Erz oder auch ein Holzstück eingeklemmt wird. Es kann daher vorkommen, daß feines Material nachläuft.

Außerdem wirkt der beim Schließen auftretende Schlag nachteilig auf die ganze Konstruktion, besonders bei Füllrumpfen aus Eisenbeton.

Die Firma Bleichert verwendet deshalb bei ihren maschinell betriebenen Verschlüssen, Abb. 506, statt der Klappen drei nebeneinanderliegende flache Schieber  $S_1$ ,  $S_2$  und  $S_3$ , die von den Rollen  $R_1$  und  $R_2$  gestützt und durch ein Zahnstangengetriebe wagerecht bewegt werden.

Der Betrieb vollzieht sich ähnlich wie bei den Verschlüssen von Züblin, indessen werden die Schieber nicht durch ein Gewicht, sondern zwangsläufig maschinell zurückbewegt. Die Schließbewegung geht erheblich schneller vor sich als das Öffnen, so daß auch bei dieser Anordnung ein rasches Schließen und daher ein genaues Abmessen der aus dem Silo zu entnehmenden Menge möglich ist. Die gelenkig befestigte Zunge  $Z$  streift das Fördergut vom Schieber ab und verhindert, daß sich Teile des Materials in den Spalt einklemmen. Die gelenkig aufgehängten Flachstäbe bilden einen beweglichen Rost, der den gleichen Zweck erfüllt, wie bei dem Verschuß nach Abb. 495. Der Verschuß arbeitet stoßfrei.

Beachtung verdienen auch die seit einigen Jahren von der Firma Züblin gebauten „Vorhang-Verschlüsse“, die aus einem durch Gewichte gegen die Bunkeröffnung gepreßten eisernen Netz bestehen, Abb. 507. Durch die Nachgiebigkeit des Netzes werden hier die

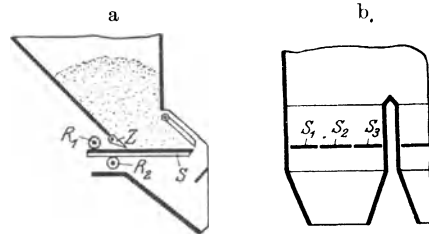


Abb. 506. Maschinell betriebener Mehrfach-Schieber-Verschuß (M-S-Verschuß) von Bleichert.

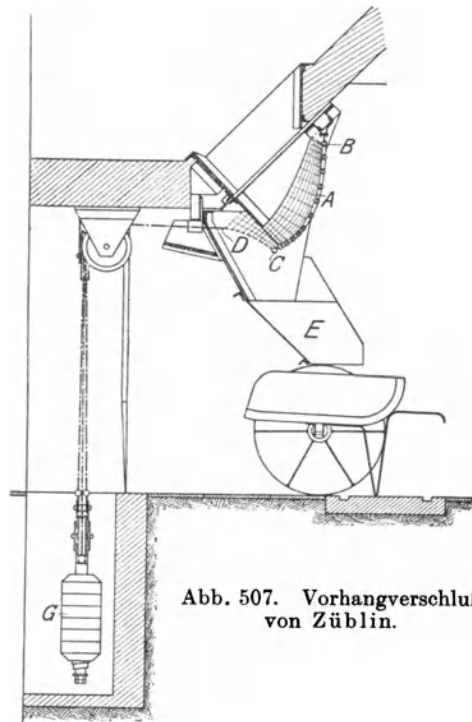


Abb. 507. Vorhangverschuß von Züblin.

Schwierigkeiten vermieden, die sich bei dem Züblinschen Klappenverschluß durch das Einklemmen von Stücken ergeben. Außerdem ist der Verschluß einfacher und billiger und erfordert, ebenso wie der Bleichertsche Schieberverschluß, geringere Bauhöhe des Bunkers. Das Verschlußnetz *A* besteht aus einzelnen kräftigen eisernen Platten, die durch schmiedeeiserne Ringe verbunden sind. An den Seiten sind die Platten, um dem Vorhang die erforderliche Schmiegsamkeit zu geben, kleiner als in der Mitte. Oben, bei *B*, ist das Netz vor der Auslaßöffnung aufgehängt, während an seinem unteren Rande *C* zwei durch Ösen gezogene Drahtseile *D* angreifen, die durch das Gegengewicht *G* gespannt gehalten werden und den Vorhang geschlossen halten. Wird das Gegengewicht durch eine elektrische Winde gehoben, so öffnet sich der Verschluß unter dem Druck des

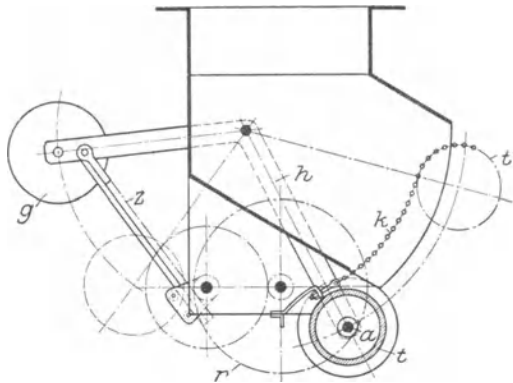


Abb. 508. Ketten-Verschluß (Küppers).

Bunkerinhaltes; beim Auslösen fällt das Gewicht frei herunter und schließt den Strom des Fördergutes augenblicklich ab.

Da im vorliegenden Falle einstweilen in die vorhandenen Erzkarren geladen werden muß, so ist an den Bunkerauslauf ein Verlängerungsstück *E* angefügt, das später abgenommen werden soll.

Maschinell betriebene Verschlüsse sind natürlich ziemlich teuer. Verbilligt wird die Ausführung, wenn man nicht jeden Verschluß mit einem besonderen Antrieb versieht, sondern den Antrieb fahrbar macht und ihn jedesmal an den Verschluß, mit dem gearbeitet werden soll, heranbringt (Abb. 505). Durch eine einfache Kupplung ist dann eine Verbindung herzustellen. Auch kann der Antrieb mit dem Förderwagen zusammengebaut werden, falls nur wenige Wagen mit großem Rauminhalt in Betrieb sind<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Vergl. Lilge, Hochofenbegichtungsanlagen, S. 23.



Eine sehr eigenartige Bauart, für die der Züblinsche Netzverschluß die Anregung gegeben haben mag, ist die von Dipl.-Ing. Küppers, Köln (Abb. 508). Als Verschlußorgan dienen Kettenstränge  $k$ , die bei geöffnetem Verschluß auf der auf der Achse  $a$  lose sitzenden Trommel  $t$  aufgewickelt sind. Wird die Trommel  $t$ , deren Achse an dem Hebel  $h$  befestigt ist, nach oben bewegt, so wickelt sich die Kette ab und wälzt sich dem ausfließenden Fördergut entgegen, wobei sie durch eine hier nicht gezeichnete Vorrichtung gespannt gehalten wird. Der Bewegungsmechanismus mit Handrad  $r$ , Zahnradübersetzung und Zahnstange  $z$  ist aus der Zeichnung leicht verständlich. Die Trommel wird durch das Gewicht  $g$  ausgeglichen.

Für die Bemessung der Größe des Auslasses sind Durchflußmenge und Stückgröße, daneben auch die Neigung des Materials zum Backen, maßgebend. Für Getreide wird ein Quadrat von 150 bis 250 mm Seitenlänge in der Regel genügen, Nußkohle verlangt 250 bis 400 mm, Würfelkohle 450 bis 600 mm Seitenlänge, Förderkohle, Erze, Kalkstein u. dgl. bis zu 0,6 qm Fläche, unter Umständen auch noch wesentlich mehr, wenn der Ausfluß störungsfrei vor sich gehen soll.

Manche großstückigen, zum Backen neigenden Erze sind so schwer abzuziehen, daß auf Lagerung in Hochbehältern überhaupt verzichtet wird. Jedenfalls ist in einem solchen Falle dafür Sorge zu tragen, daß der Behälterinhalt von außen mit Stangen aufgeloockert werden kann (vergl. unten Abb. 516).

Wertvolle Aufschlüsse über die Bewegung des Gutes im Füllrumpf, die für die Durchbildung der Verschlüsse gewisse Gesichtspunkte liefern können, haben die Versuche von Wettich gegeben<sup>1)</sup>. An einem kleinen Füllrumpfmodell, das mit Sandschichten verschiedener Färbung gefüllt und vorn mit einer Glasplatte abgeschlossen war, hat Wettich nachgewiesen, daß sich beim Öffnen eines Füllrumpfverschlusses zunächst nur die unmittelbar über der Öffnung befindliche Materialsäule in Bewegung setzt. Der Bunkerinhalt stürzt dann weiter im Böschungswinkel von oben her nach, während das an den schrägen oder parabolisch geformten Wandungen befindliche Material bis zuletzt liegen bleibt. Insbesondere bleiben auch die Materialteile, die von vornherein um den Auslauf herumliegen, bis zu allerletzt zurück. Einige Darstellungen geben Abb. 509 bis 511. Zur Bestätigung seiner Versuchsergebnisse weist Wettich darauf hin, daß bei Bunkern, aus denen Material abgezogen wird, keinerlei gleitendes oder scharrendes Geräusch zu vernehmen ist,

---

<sup>1)</sup> „Stahl und Eisen“ 1915, S. 521. Vergl. auch Lufft, „Der Entleerungsvorgang in Silozellen“, Fördertechnik und Frachtverkehr 1919, S. 78 und 105.

wenn man das Ohr an die Wand legt, und daß man bei Kohlenbunkern, wenn die oberste Schicht gekalkt ist, nach dem Abziehen der senkrechten Materialsäule zunächst weiß gekalkte Kohlenstücke

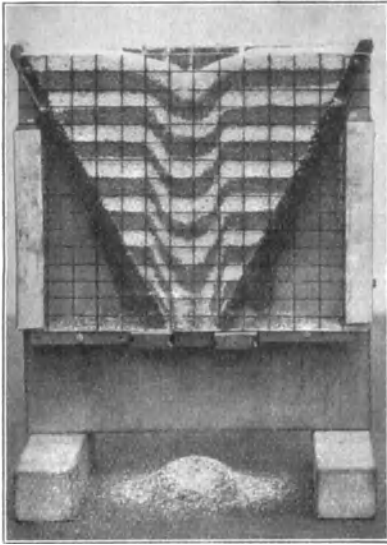


Abb. 509.

aus dem Verschuß erhält, während die von vornherein tief liegenden Kohlenstücke später nachstürzen. Ein weiterer Beweis ist, daß die in Kohlenbunkern eingeschütteten Gasrohre, die zum Einsenken eines Thermometers dienen, beim Entleeren anfangs senkrecht bleiben.

Für die Durchbildung der Füllrumpfausläufe schließt Wettich aus seinen Versuchen, daß bei Stoffen, die zum Backen neigen und sich daher schwer abziehen lassen, solche Verschußbauarten am geeignetsten sind, die unmittelbar unter dem Füllrumpf liegen, ohne daß schräge Zuführungskanäle vorhanden sind, die das im

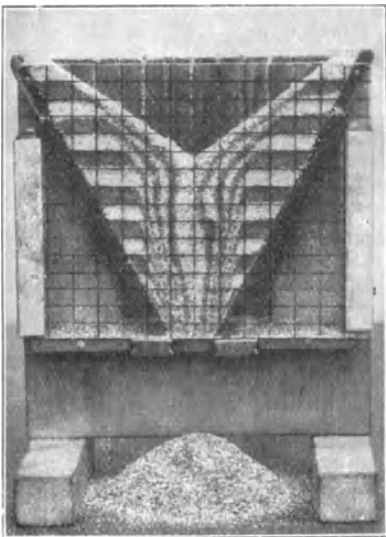


Abb. 510.

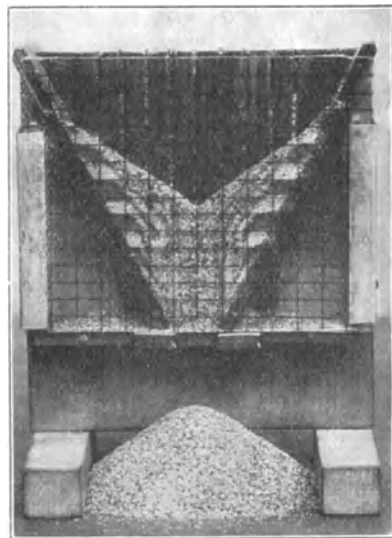


Abb. 511.

Abb. 509 bis 511. Wiedergabe einiger Entleerungsstufen aus den Wettichschen Versuchen.

Füllrumpf sich senkrecht bewegende Material zu einer Richtungsänderung zwingen und dadurch ein Anstauen oder Verstopfen begünstigen würden. Die Versuche zeigen auch, wie leicht Brücken- oder Gewölbebildungen im Füllrumpf auftreten können, indem größere Stücke aus dem seitlich liegenden Material heraus in die senkrechte Säule des Fördergutes hineinragen. Einen solchen Vorgang gibt in recht kennzeichnender Weise Abb. 512 wieder, wo ein dreigeteilter Schieber verwandt ist und trotz Wegziehens von zwei Schiebern der Bunkerinhalt über dem linken Schieber noch eine Stütze findet, so daß das Gewölbe den ganzen Bunker überbrückt.

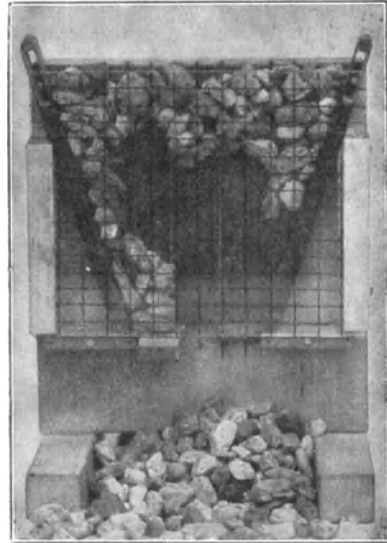


Abb. 512. Gewölbebildung in dem mit drei Schiebern ausgestatteten Versuchsrumpf beim Abziehen von Kieselsteinen.

### c) Selbsttätige Aufgabevorrichtungen.

Selbsttätige Aufgabevorrichtungen sind, wenn es sich nicht um leicht fließendes Material handelt oder ein Mann zur Überwachung der Materialzufuhr angestellt wird, unbedingt nötig bei Förderern, die keine Überlastung vertragen, insbesondere bei ablenkbaren Becherwerken. In anderen Fällen, z. B. bei den gewöhnlichen Elevatoren, ist ihre Aufgabe die, Kraftverbrauch und Abnutzung zu verringern. Nicht selten wird indessen die Anwendung solcher Einrichtungen dadurch verhindert, daß sie eine gewisse Bauhöhe erfordern, die zu erheblichen Mehrkosten für Gründungen oder Gebäude Veranlassung geben kann.

Eine Regelvorrichtung einfachster Art ist in Abb. 513 dargestellt<sup>1)</sup>, und zwar in der Anwendung auf einen Schlepper. Der Überschuß an Fördergut wird hier durch eine oder mehrere Reihen von Zinken zurückgehalten, die, wenn ihre eigene Schwere nicht genügt, durch besonders angebrachte Gewichte belastet sein können und sich auf Querleisten legen, dabei den gewünschten Querschnitt freigebend. Tritt nun an irgendeiner Stelle ein größerer Brocken auf, so wird die betreffende Zinke zurückgedrückt und läßt das Stück passieren. Statt der Rechen kann auch eine gewichtsbelastete

<sup>1)</sup> Nach D. R. P. 146 651.

Klappe von der Breite des Förderers verwandt werden, indessen gibt diese in jedem Falle den ganzen Querschnitt frei, so daß die Förderung weniger gleichmäßig wird. In Abb. 513 ist der Fall angenommen, daß die Materialaufgabe an verschiedenen Stellen und

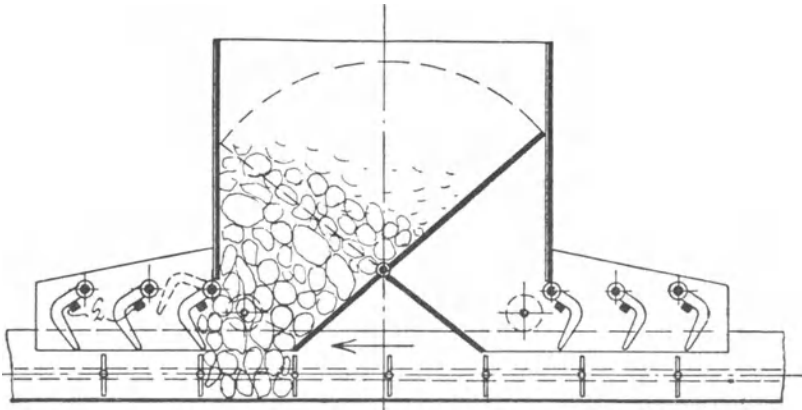


Abb. 513. Regelvorrichtung für Aufgabe von Fördergut.

in verschiedener Richtung stattfinden soll. Daher ist der Füllrumpf fahrbar gemacht, mit Wechselklappe versehen und symmetrisch ausgeführt.

Die selbsttätigen Aufgabevorrichtungen mit äußerem Antrieb erhalten entweder eine stetige Bewegung in einer Richtung oder eine schwingende Bewegung. Sie werden meist von dem Förderer selbst,

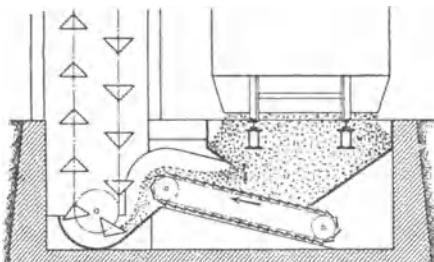


Abb. 514. Ortsfestes Zuführungsband.

zuweilen aber auch durch einen besonderen Motor angetrieben. Im ersteren Falle wird der Antrieb wenn möglich von einer Leitrolle, sonst von dem geraden Strang abgenommen, z. B. mittels eines in die Kette eingreifenden Rades. Bei Kettenelevatoren läßt sich die beste Wirkung erzielen, wenn die Spannvorrichtung nach oben verlegt und die untere

Rolle mit geringem Spielraum zwischen Becher und Schöpftrög fest gelagert wird, so daß einerseits alles Wühlen im Material fortfällt und sich anderseits ein bequemer Antrieb für den Speiseapparat ergibt. Bei Gurtelevatoren ist das nicht gut möglich. Unruh & Liebig verwenden in diesem Falle zur Übertragung eine

Stange, die von einer auf der Kopfwelle sitzenden Kurbel auf und ab bewegt wird.

Unter den Aufgabevorrichtungen mit stetiger Bewegung sind an erster Stelle kurze eiserne Bänder zu nennen, die unter der Auslauföffnung des Füllrumpfes liegen und das Fördergut in gleichmäßiger Schicht mitnehmen, um es z. B. einem Gurtförderer zuzuführen, eine kostspielige, aber auch für das größte Material anwendbare Einrichtung<sup>1)</sup>. Abb. 514 gibt eine in Amerika häufig anzutreffende Anordnung mit schuppenartigem Bande und sehr großer Füllrumpfföffnung. Man hat in Deutschland Bänder dieser Art zur

Verladung von Müll bis zu 4 m. Breite ausgeführt. Die Bänder werden hoch beladen, laufen aber mit ganz geringer Geschwindigkeit. In Abb. 515 ist eine solche Ausführung dargestellt, die auf einem Wagen untergebracht ist und daher eine Reihe von Füllrumpfausläufen bedienen kann<sup>2)</sup>. Das Band *b* ist als Kettenrost ausgeführt; es wird an der Arbeitstelle mit einem ortsfesten Motor

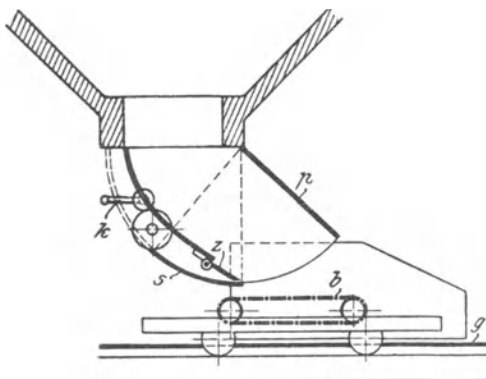


Abb. 515. Fahrbares Zuführungsband.

gekuppelt. Zum Abschluß des Auslaufes im Ruhezustand dient ein Drehschieber mit Zahngetriebe *k*. Beachtenswert ist die gelenkig befestigte Zunge *z*, die offenbar bestimmt ist, den Drehschieber beim Öffnen am Mitnehmen von Material zu hindern und somit Klemmungen zu verhüten. Eine nachgiebig aufgehängte Platte *p* tut dieselben Dienste — wenn auch in weniger vollkommener Form —, wie der Flacheisenrost in Abb. 495, S. 280. Das Material wird dem Förderer *g* gleichmäßig zugeführt.

Als einfachste Aufgabevorrichtung mit stetiger Bewegung darf die umlaufende zylindrische Walze gelten, die in Abb. 516 in der von Hoover & Mason für die Entladung von Erzbehältern benutzten Anordnung skizziert ist. Die Trommel bewegt sich an der unteren Kante des schrägen Behälterbodens ohne Spielraum vorbei und läßt weit genug aus, um dem unter seinem natürlichen Böschungswinkel

<sup>1)</sup> Vergl. auch Abb. 235 und 236, S. 117.

<sup>2)</sup> Nach Iron Age 1919, S. 775. Als Hersteller wird Ed. Züblin, Zürich, genannt.

sich lagernden Fördergut eine Stütze zu bieten. Die Öffnungen *ab* und *ac* müssen weit genug sein, um die größten Stücke durchzulassen. Der erforderliche Durchmesser der Trommel ist vom Böschungswinkel abhängig und wird bei Erz etwa gleich der dreifachen Öffnungsweite *ac* gemacht. Versetzt man die Trommel in Umdrehung, so wird das Erz durch Reibung mitgenommen und fällt über die Trommel hinweg in den Wagen oder auf den Förderer. Sollte es sich infolge von Gewölbebildung stauen, so können durch die Öffnungen in der vorderen Behälterwand Stangen eingeführt und das Fördergut losgebrochen werden. Übermäßig große Klumpen werden durch einen Rost oberhalb des Behälters zurückgehalten.

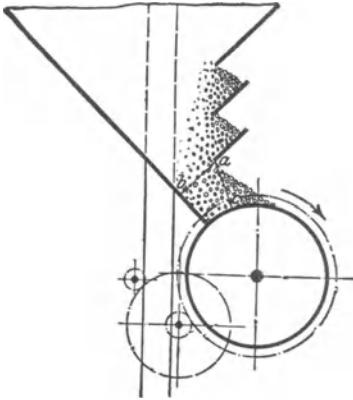


Abb. 516. Trommel zum gleichmäßigen Abziehen von Fördergut.

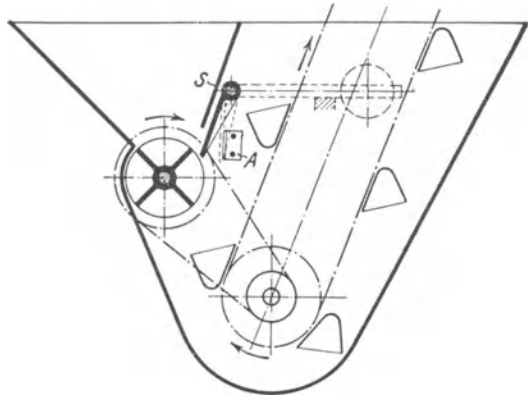


Abb. 517. Flügelrad zur Fördergutaufgabe (Stotz).

Mit der Trommel verwandt ist das häufiger benutzte Flügelrad. Die Ausführungsart nach Abb. 517 zeichnet sich dadurch aus, daß das überflüssige Fördergut, statt von einem festen Abstreifer, durch eine gewichtsbelastete Klappe zurückgehalten wird, die größeren harten Stücken gegenüber nachgeben kann, bis sie auf den Anschlag *A* trifft. Dadurch werden Brüche mit Sicherheit vermieden. Ein Schutzdach *S* dient dazu, die Klappe von dem Druck des Trichterinhalts teilweise zu entlasten. Die Übersetzung läßt sich so bestimmen, daß dem Vorübergang eines Bechers jedesmal eine Vierteldrehung der Trommel entspricht, so daß jeder Becher seine bestimmte Menge unmittelbar zugemessen erhält. Die Klappe kann auch unterhalb der Trommel liegen, doch würde sich dann im vorliegenden Falle ein weniger einfacher Antrieb ergeben, da die Drehrichtung umzukehren wäre.

Ähnlich wie das Flügelrad wirkt das Schöpfrad, eine mit

Elevatorbechern besetzte Scheibe<sup>1)</sup>. Beide Vorrichtungen sind dann besonders zweckmäßig, wenn in verschiedenen Behältern gelagerte Materialien in einem bestimmten Mischungsverhältnis demselben Förderer zugeführt werden sollen.

Häufiger als die Speiseapparate mit stetiger Bewegung werden, ihres geringen Platzbedarfs wegen, solche mit schwingender Bewegung ausgeführt.



Abb. 518 und 519. Schwingende Tische.

Für die Beschickung von Schnecken und anderen Förderern von geringer Leistung werden zuweilen flachliegende Schieber verwendet, die mit einer zur Aufnahme der Kohle bestimmten Aussparung versehen sind und wagrecht hin- und herbewegt werden. Tritt die Aussparung unter den Siloauslauf, so füllt sie sich mit

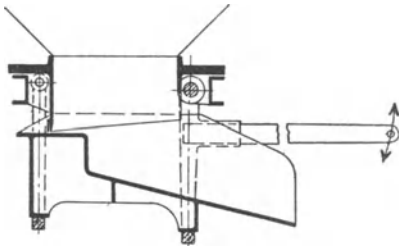


Abb. 520. Schwingender Tisch  
(Unruh & Liebig).

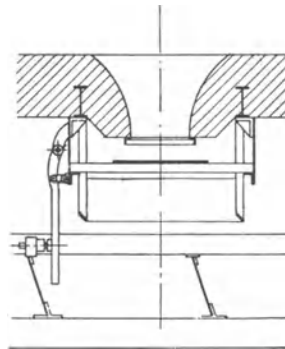


Abb. 521. Schwingender Tisch zur Beschickung von Schüttelrinnen (Bamag).

Kohle, die, wenn der Schieber herausgezogen wird, in den Schnecken-trog fällt. Die Vorrichtung kann auch dazu benutzt werden, die verbrauchte Menge zu messen, ist indessen nur bei feinem Material verwendbar.

Sehr beliebt sind schwingende Tische oder Rinnen nach Abb. 518 bis 520, da sie bei jedem Material betriebsicher arbeiten und einfach auszuführen sind. Das Fördergut wird bei der Vor-

<sup>1)</sup> Vergl. Luther, S. 110.

wärtsbewegung des durch Exzenter oder Kurbel bewegten Tisches durch Reibung mitgenommen, während der Behälterinhalt nachsinkt. Beim Rückgang kann es dem Tische nicht folgen, fällt also über die vordere Kante herunter. Der Tisch wird durch Rollen gestützt (Abb. 518), an einem Zapfen drehbar befestigt (Abb. 519) oder an Lenkerstangen aufgehängt (Abb. 520). Die Ausflußmenge kann durch Verstellen des Hubes geändert werden.

Der in Abb. 521 wiedergegebene Rütteltisch wird zur Beschickung von Schüttelrinnen verwandt<sup>1)</sup>. Er besteht aus einem Blech, das in geringer Entfernung unter der Mündung des Behälters an Federn aufgehängt ist und den Ausfluß der Kohle hindert. Im Betriebe erteilt die Rinne dem Tisch eine Rüttelbewegung, so daß

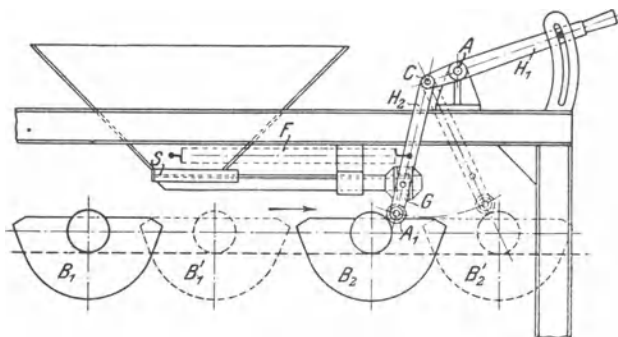


Abb. 522. Schwingender Schieber (Schenck).

der Zusammenhang der Kohle aufgehoben wird und diese auf allen Seiten über den Rand des Tisches herunterfließt. Durch Verstellen des Anschlages kann die Berührung zwischen Rinne und Tisch und damit der Zufluß unterbrochen werden.

Die von einem solchen Rütteltisch geförderte Menge berechnet sich zu

$$v = kbhln,$$

worin bezeichnet  $l$  den Hub,  $b$  die Breite,  $h$  die Durchlaßhöhe und  $n$  die Hubzahl.

Für den Fall, daß das Gut einseitig von dem Tisch herunterfiel, ergab sich bei Versuchen der Höchstwert von  $k$  zu ungefähr 0,25. Man könnte annehmen, daß dieser Höchstwert erreicht wird, wenn die größte Beschleunigungskraft nicht größer ist als die Reibung (vergl. die Erläuterungen bei den Schüttelrinnen), wenn also  $\frac{v^2}{r} = \mu g$  ist. Tatsächlich war aber bei  $k_{max}$  der Wert  $\frac{v^2}{r} = \sim 9$  bis 12, also erheblich höher als obiger Betrag.

<sup>1)</sup> Vergl. D. R. P. 121426.



Die bisher besprochenen Speisevorrichtungen — außer dem Schieber (S. 293) — arbeiten mehr oder wenig stetig und eignen sich nicht für Fälle, wo der Zufluß abwechselnd freigegeben und vollständig abgesperrt werden muß. Diese Aufgabe wird bei den Kurvenbecherwerken von Schenck, deren Becher sich mit größeren Zwischenräumen folgen, in der Weise gelöst, daß nach Abb. 522 ein Schieber  $S$  durch Vermittlung des Hebels  $H_2$  von den Laufrollen des Förderers aufgezogen und dann durch eine Feder  $F$  wieder in die Schließstellung geschneilt wird. Durch den Hebel  $H_1$  kann die Druckrolle  $A_1$  höher oder tiefer gestellt und so die Öffnungsdauer verändert oder die Füllvorrichtung ganz ausgeschaltet werden. Bei kleinstückigem Gut, wie Nußkohle, für das der Förderer vorwiegend verwendet wird, arbeitet die Vorrichtung durchaus zufriedenstellend. Eingeklemmte Holzstücke u. dergl. pflegen allerdings geringe Materialverluste zu verursachen<sup>1)</sup>.

Für großstückiges Material, z. B. für Koks, hat sich die Bleichertsche Füllvorrichtung nach Patent 236 753 bewährt (Abb. 523

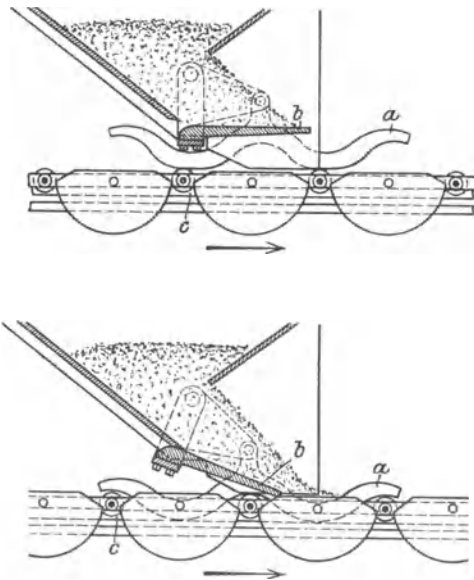


Abb. 523 u. 524. Schwingender Tisch (Bleichert).

und 524). Die Bunkeröffnung wird durch die Platte  $b$  in deren höchster Stellung verschlossen, da das unter dem Böschungswinkel sich anstauende Material nicht über den Rand der Platte überfließt. Beim Senken der Platte findet ein Ausfließen von Fördergut statt. Die Bewegung der Platte geschieht durch eine gekrümmte Druckschiene  $a$ , die mit der Platte  $b$  ohne Zwischenglieder gelenkig verbunden ist, und die sich in jedem Augenblick auf mindestens zwei Laufrollen des Förderers stützt, wodurch ein ruhiger Übergang von einer Rolle zur anderen und eine stoßfreie Bewegung der Vorrichtung ermöglicht ist. Die Kette wird an der Beladestelle von besonderen Schienen  $c$  getragen, so daß die Laufrollen sich der Druckschiene  $a$  gegenüber frei drehen können.

<sup>1)</sup> Vergl. auch Z. d. V. d. I. 1908, S. 123 u. f.

Einen Schieber, der durch eine von einer Umföhrungsscheibe aus bewegte Kurbel hin- und herbewegt wird, verwendet für Becherwerke mit großer Förderleistung Humboldt (Abb. 525). Die Schieberöffnung, die durch Verstellen des Schiebers verändert werden kann, läßt in der Stellung ganz rechts das Fördergut über das Leitblech *a*, in der Stellung ganz links über das Leitblech *b* dem Becher zufließen, der auf diese Weise eine Vorfüllung und eine Nachfüllung erhält. Solange der Spalt zwischen den Bechern unter einem der Leitkanäle steht, befindet sich die Schieberöffnung vollständig über dem anderen Leitkanal.

Recht zweckmäßig sind die von verschiedenen Firmen für Becherwerksbeschiekung verwandten Trommeln nach Abb. 526, die vom Förderer stetig bewegt werden und denen das Fördergut seitlich durch ein Rohr zuffießt<sup>1)</sup>. Durch die einander gegenüber ange-

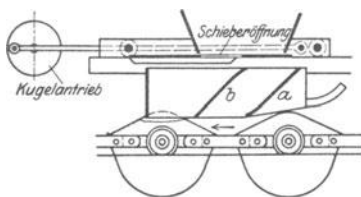


Abb. 525. Selbsttätige Füllvorrichtung für Pendelbecherwerke (Humboldt).

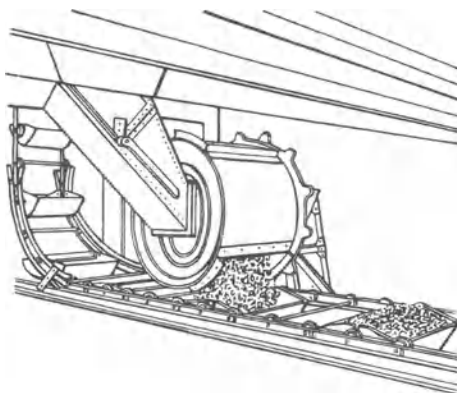


Abb. 526. Trommel zur Beschiekung von Pendelbecherwerken.

ordneten Öffnungen wird das Gut den einzelnen Bechern zugeteilt. Schließt man die eine Öffnung, so erhält nur jeder zweite Becher eine Füllung, und man kann dann die übrigen Becher an anderer Stelle mit einem anderen Material beladen. Die Anordnung ist daher besonders vorteilhaft zu verwenden, wenn zwei Arten von Fördergut — z. B. Kohle und Kalkstein bei der Karbidherstellung — nach demselben Punkte gefördert und miteinander gemischt werden sollen.

Zur Beschiekung von Förderbändern, auch von Elevatoren, dienen vielfach kurze Schüttelrinnen, die von einer Leitrolle des Hauptförderers aus angetrieben werden. Sie erhalten meist Gefälle behufs Erhöhung der Leistung<sup>2)</sup>. Auch Schnecken werden in dieser Weise verwandt, besonders für Elevatoren.

<sup>1)</sup> Vergl. auch Aumund, B1. I, S. 177. Darstellung einer Beschiektrommel mit Zuführungsschnecken.

<sup>2)</sup> Vergl. Dingler 1902, S. 747.

Nach Patent 319219 soll der Zufluß zu einem Förderer sich selbsttätig dadurch regeln, daß bei zu starker Beschüttung des Förderers ein auf dem Fördergut aufliegendes Tragblech angehoben wird und durch Beeinflussung des Absperrschiebers den Zulauf drosselt.

#### d) Selbsttätige Ausrückvorrichtungen<sup>1)</sup>.

Bei allen Förderern, die an einem oder mehreren bestimmten Punkten selbsttätig abwerfen, liegt die Gefahr vor, daß der bedienende Arbeiter, der ja in der Regel noch andere Arbeiten zu erledigen, z. B. die Kesselheizung zu überwachen hat, den richtigen Zeitpunkt zur Abstimmung des Entleerungsanschlages an der betreffenden Stelle oder zur Ausrückung des Förderers versäumt, und daß infolgedessen die Schüttung unter dem Förderer zu hoch wächst und gegebenenfalls diesen selbst berührt und beschädigt, wenn ersich gewaltsam durch das Material hindurcharbeiten muß. Derartige Fälle sind zwar nicht immer

von schlimmen Folgen begleitet, doch wird man Vorkehrungen treffen, um sie zu vermeiden, wenn sich dies ohne zu große Kosten ausführen läßt. Wesentlich ist, daß die Ausrückung möglichst augenblicklich erfolgt, und daß die frühere Stellung sich leicht durch einen Handgriff wieder herstellen läßt.

Bei Kesselhausbunkern ist das gebräuchlichste Mittel eine oben im Bunker gelagerte Klappe, die durch den Druck des Materials umgestellt wird, wenn dieses hoch genug gestiegen ist. Abb. 527 gibt eine solche Einrichtung zum Ausrücken des Entleerungsanschlages von Becherwerken nach Schenck wieder<sup>2)</sup>. Bei Stellung I steht der Anschlag *A*, der durch zwei Pendel *b* gestützt ist, so, daß die Kipprollen der Becher beim Vorübergang daranstoßen und die Entleerung verursachen. Wenn nun der Bunkerinhalt so weit anwächst, daß das Material mit genügender Kraft auf die Klappe *K* drückt, so dreht sich die Klappe und wirft durch das Gestänge *cde* den mit Gegengewicht *G* belasteten Hebel *f* herum, so daß der Haken *H*,

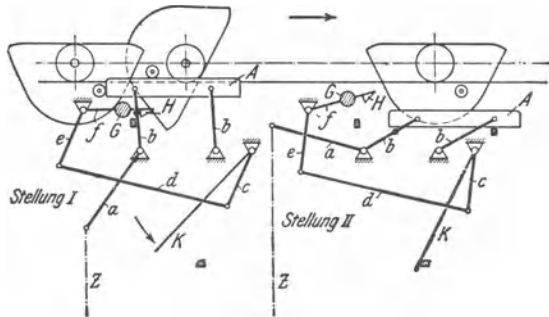


Abb. 527. Selbsttätige Ausrückung des Entleerungsanschlages bei Becherwerken (Schenck).

<sup>1)</sup> Vergl. hierzu auch die Ausrückvorrichtung für Becherförderer, Patent Tenor, S. 178.

<sup>2)</sup> Vergl. Z. d. V. d. I. 1909, S. 368.

der bisher das eine Pendel  $b$  verriegelte, ausgelöst wird und der Anschlag  $A$  in die Stellung II herunterfällt, in welcher er die Becher frei durchgehen läßt. Die Entleerung der Becher erfolgt nunmehr an dem nächsten eingestellten Anschlag. Soll nach Entleerung des Bunkers der Anschlag wieder eingerückt werden, so zieht der Arbeiter an der Kette  $Z$  und bringt dadurch das ganze System wieder in die Stellung I.

Statt des Anschlages kann durch die Klappe natürlich auch ein elektrischer Schalter, ein Warnungssignal oder dergleichen betätigt werden. In manchen Fällen wird es sich empfehlen, Höchststromausschalter, Brechkupplungen oder dergleichen vorzusehen, namentlich dann, wenn mit zwangsläufig arbeitenden Förderern, wie Schnecken, harte, unnachgiebige Materialien befördert werden, so daß eine Klemmung oder Verstopfung zu einem Bruch des Förderers führen kann.

## 17. Abschnitt.

### Wägevorrichtungen.

Wenn das Material im Verlaufe des Fördervorganges gewogen werden soll, so kann entweder ein Stück des Förderers ausgeschnitten und an einer Wägemaschine aufgehängt werden, die das darüber gehende Gewicht fortlaufend aufzeichnet, oder man läßt das Material einen Behälter passieren, der gefüllt, bei Erreichung eines bestimmten Gewichtes vom Zufluß abgeschnitten und dann entleert wird, worauf das Spiel von neuem beginnt. Da sowohl oberhalb wie unterhalb des Wägebbehälters ein Füllrumpf liegen muß, so nimmt diese zweite Art der Wägung ziemlich viel Höhe in Anspruch, indessen gibt sie genauere Resultate. Wo es auf Schonung des Fördergutes ankommt, ist das erste Wägeverfahren vorzuziehen. Man kann die eine Art von Wagen etwa als Dauerwagen, die andere als Behälterwagen bezeichnen.

Die einzige bisher bekannt gewordene Dauerwage wird in Deutschland von Schenck hergestellt — unter dem Namen „Selbsttätige Conveyorwage“ — und ist in England und Amerika als „Blake-Denison-Wage“ bekannt<sup>1)</sup> (Abb. 528 und 529). Es wird jedesmal das Gewicht eines bestimmten Abschnittes des Förderers — in Abb. 528 das von zwei Bechern — aufgezeichnet. Als Mittel hierzu dienen die beiden unrunder Scheiben  $S_1$  und  $S_2$ , deren Welle von dem Förderer aus angetrieben wird. Gegen beide Scheiben legen sich Rollenhebel, die mit dem Kurvenstück  $K$  und dem

<sup>1)</sup> Vergl. D. R. P. 141382 und 141545; Z. d. V. d. I. 1909, S. 412.

Klemmhebel  $H$  verbunden sind. Im Augenblick sind beide in ihre äußerste Lage nach links gedrückt und der Waghebel  $B$  kann sich frei bewegen. Nach einer Vierteldrehung fällt  $H$  nach rechts und klemmt den Waghebel in der seiner augenblicklichen Belastung entsprechenden Stellung fest. Gleich darauf geht auch  $K$  nach rechts, aber nur so weit, als es der Waghebel gestattet. Damit ist die eigentliche Wägung vollzogen und es folgt nun das Aufzeichnen, indem  $K$  durch die Scheibe  $S_2$  wieder um dieselbe Strecke nach links geschoben wird

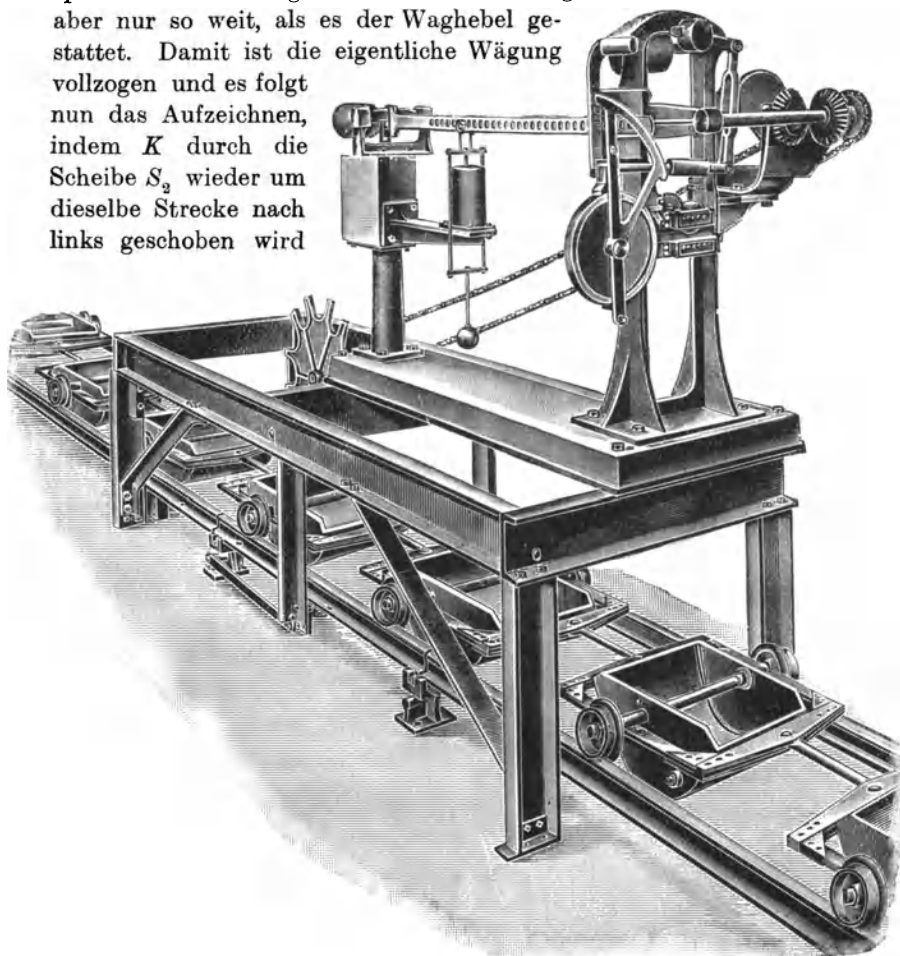


Abb. 528. Selbsttätige Dauerwage (Blake-Denison-Wage, Schenck).

und diese Bewegung mittels Sperrklinke, Sperrrad und Kettengetriebe auf einen Umdrehungszähler überträgt. Durch Anwendung mehrerer gegeneinander versetzter, sehr fein geteilter Sperrräder ist für möglichst große Genauigkeit dieser Übertragung Sorge getragen. Nun wird auch  $B$  wieder frei und das Spiel beginnt von neuem, nachdem die beiden nächsten Becher auf die Wagenbrücke getreten

sind. Eine Dämpferpumpe mildert den Stoß beim Überschreiten der Fugen.

Der Umdrehungszähler verzeichnet nicht nur die Nutzlast, sondern auch die tote Last des Becherwerks. Man könnte diese zwar durch ein Gegengewicht ausgleichen, hat aber aus praktischen Gründen davon abgesehen und wendet statt dessen einen zweiten Zähler an, welcher von der Welle  $W$  mit solcher Übersetzung angetrieben wird, daß er das Leergewicht aufzeichnet. Das Nuttgewicht ergibt sich, wenn die Angaben beider Zähler voneinander abgezogen werden. Bei Leerlauf schalten beide gleich schnell vorwärts.

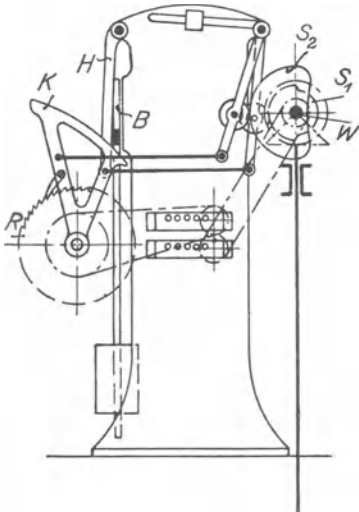


Abb. 529. Selbsttätige Dauerwage.

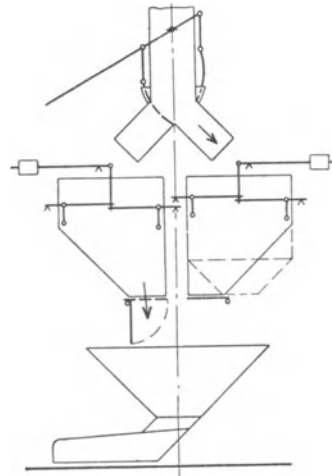


Abb. 530. Behälterwage.

Anlaß zu Fehlern gibt bei diesem Wägevorgang einmal die Ungleichheit der Kettenspannung, die beim Niederdrücken der Wagenbrücke eine nach oben gerichtete Seitenkraft hat, bei Förderbändern auch die Gurtsteifigkeit. Ferner ist der tote Gang der Sperradübertragung von Einfluß. Immerhin wird eine Genauigkeit von 2 bis 3 vH erreicht, die beispielsweise im Kesselhausbetrieb in Anbetracht der wesentlich größeren Gewichtsunterschiede, die gelegentlich infolge von Nässe der Kohle auftreten können, hinreichend erscheint.

Die Anordnung einer nicht selbsttätigen Behälterwage ist in Abb. 530 schematisch dargestellt. Das aus einem Vorratsbehälter von oben her zuströmende Fördergut wird durch Umstellen der Schieber abwechselnd dem rechten und dem linken Wägebehälter zugeführt. Die Füllungen werden einzeln angezeigt und gleichzeitig fortlaufend addiert. Die Verschlussklappe, die von dem Wärter durch

einen einfachen Handgriff geöffnet wird, schließt sich nach der Entleerung selbsttätig. Ein Mann kann selbst bei sehr großen Leistungen die Wage bequem bedienen.

Die Zwillingsanordnung ermöglicht einen raschen und ziemlich stetigen Betrieb, doch genügt für kleine Leistungen auch ein einzelner Wägebälter. Der untere Füllrumpf, aus dem das Material durch einen Förderer abgezogen wird, muß wenigstens eine, besser zwei Behälterfüllungen aufnehmen können. Werden die Behälter, wie punktiert angedeutet, symmetrisch ausgeführt, so ergeben sich größere Abmessungen für den Füllrumpf als im anderen Falle. Doch ist diese Anordnung insofern zweckmäßiger, als sie den bei der Entleerung unsymmetrischer Behälter auftretenden seitlichen Rückstoß vermeidet.

Die selbsttätigen Behälterwagen sind zum größten Teil sehr verwickelt im Bau. Ihre Wirkung beruht darauf, daß die Kippbewegung, welche der Waghebel macht, sobald der gefüllte Behälter das Übergewicht erhält, zum Auslösen irgendeiner Kraft benutzt wird, die den Zufluß abschneidet und den Auslaß des Behälters öffnet, während nach der Entleerung das Belastungsgewicht den ursprünglichen Zustand herstellt.

Abb. 531 zeigt schematisch eine besonders einfache Konstruktion dieser Art, die in England unter dem Namen „Simplex-Wage“ auf dem Markte ist<sup>1)</sup>. Das Belastungsgewicht wird durch eine Kugel  $G_2$  und ein schweres Gewicht  $G_1$  gebildet. Bei leerem Behälter neigt sich der Waghebel nach rechts. Nach vollendeter Füllung kippt der Balken, erhält Gefälle nach links und bringt dadurch die Kugel  $G_3$  ins Rollen, die zunächst gegen den Arm  $H_1$  des festgelagerten Gabelhebels trifft und, indem sie diesen herumwirft, den Einlaufschieber schließt. Am Ende der Bahn wird der Hebel  $H_3$  mitgenommen und dadurch die Auslaufklappe freigegeben. Nach geschehener Entleerung kippt der Hebel wieder, so daß die Kugel zurückläuft und die Klappe sich selbsttätig verriegeln kann. Darauf wird durch die Kugel der Hebel  $H_2$  mitgenommen und dadurch der Einlauf geöffnet, so daß das Spiel von neuem beginnen kann.

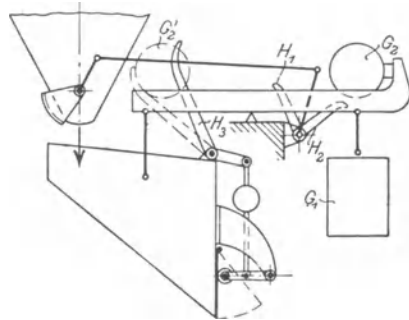


Abb. 531. Selbsttätige Behälterwage englischer Bauart.

<sup>1)</sup> Nach Zimmer, S. 392.

In Deutschland werden selbsttätige Behälterwagen in verschiedenen zuverlässig arbeitenden Ausführungen gebaut. Die Konstruktionen sind indessen zu verwickelt, als daß sie an dieser Stelle wiedergegeben werden könnten.

### Verzeichnis vorhandener Literatur.

|   | Im Text bezeichnet mit     |
|---|----------------------------|
| H. Aumund, Hebe- und Förderanlagen, Band I  | Aumund.                    |
| M. Buhle, Transport- und Lagerungseinrichtungen für Getreide und Kohle . . . . .  | —                          |
| M. Buhle, Technische Hilfsmittel zur Beförderung und Lagerung von Sammelkörpern (Massengütern), Band I, II, III . . . . . | Buhle, Techn. Hilfsmittel. |
| M. Buhle, Handbuch des Massentransportes  | —                          |
| Ad. Ernst, Die Hebezeuge . . . . .  | Ernst, Hebezeuge.          |
| Des Ingenieurs Taschenbuch, herausgegeben vom Verein Hütte . . . . .  | Hütte.                     |
| G. Luther, Die Konstruktion und Einrichtung der Speicher . . . . .  | Luther.                    |
| C. Michenfelder, Neuere Transport- und Hebevorrichtungen . . . . .  | —                          |
| Pietrkowski, Die Umladung der Massengüter. Eine technisch-wirtschaftliche Untersuchung.                                   | —                          |
| G. F. Zimmer, The mechanical handling of material . . . . .   | Zimmer.                    |
| <b>Vorzugsweise benutzte Zeitschriften:</b>   |                            |
| Dinglers polytechnisches Journal . . . . .  | Dingler.                   |
| Fördertechnik und Frachtverkehr . . . . .   | vollem Namen.              |
| Glückauf . . . . .  | vollem Namen.              |
| Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung . . . . .   | vollem Namen.              |
| Stahl und Eisen . . . . .   | Stahl und Eisen.           |
| Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure   | Z. d. V. d. I.             |
| Engineering News . . . . .  | Eng. News.                 |
| Iron Age . . . . .  | Iron Age.                  |



## Verzeichnis der im Buche genannten Firmen.

| Name der Firma   | Im Text bezeichnet mit     |
|--|----------------------------|
| Amme, Giesecke & Konegen, Braunschweig . . .                                     | vollem Namen.              |
| Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Berlin und Dessau . . . . . | Bamag.                     |
| Adolf Bleichert & Co., Leipzig und Wien . . .                                    | Bleichert.                 |
| Oscar Bothner, Maschinenfabrik, Leipzig . . .                                    | Bothner.                   |
| Carlshütte, Altwasser i. Schlesien . . . . .                                     | Carlshütte.                |
| Continental-Caoutchouc- und Guttapercha-Compagnie, Hannover . . . . .            | Continental-Caoutchouc-Co. |
| Rudolf Dinglinger, Coethen . . . . .   | Dinglinger.                |
| C. Eitle, Stuttgart . . . . .  | Eitle.                     |
| Ingenieur R. Fölsche, Halle a. S. . . . .  | Fölsche.                   |
| Wilhelm Fredenhagen, Maschinenfabrik und Eisengießerei, Offenbach a. M. . . . .  | Fredenhagen.               |
| Fr. Gebauer, Berlin . . . . .  | Gebauer.                   |
| Gesellschaft für künstlichen Zug G. m. b. H., Berlin-Reinickendorf . . . . .     | vollem Namen.              |
| Curt v. Grueber, Berlin-Hohenschönhausen . . .                                   | Grueber.                   |
| F. A. Hartmann & Co., Offenbach a. M. . . . .                                    | Hartmann.                  |
| Ernst Heckel, G. m. b. H., Berlin und Saarbrücken . . . . .                      | Heckel.                    |
| Howaldtswerke, Kiel . . . . .  | Howaldtswerke.             |
| Maschinenbauanstalt Humboldt, Kalk b. Köln                                       | Humboldt.                  |
| A. W. Kaniss, Wurzen . . . . .   | Kaniss.                    |
| Dipl.-Ing. A. Küppers, Köln-Klettenberg . . . .                                  | vollem Namen.              |
| Maschinenfabrik Buckau, Aktiengesellschaft, Magdeburg . . . . .                  | vollem Namen.              |
| Maschinenfabrik u. Mühlenbauanstalt G. Luther, A.-G., Braunschweig . . . . .     | Luther.                    |
| Muth-Schmidt, Maschinenfabrik, Berlin . . . .                                    | Muth-Schmidt.              |
| Ingenieur Hermann Marcus, Köln . . . . .   | Marcus.                    |
| Eisenwerk (vorm. Nagel & Kaemp) A.-G., Hamburg . . . . .                         | Nagel & Kaemp.             |
| Gebr. Pfeiffer, Kaiserslautern . . . . .   | Gebr. Pfeiffer.            |
| J. Pohlig, Aktiengesellschaft, Köln . . . . .                                    | Pohlig.                    |
| G. Polysius, Eisengießerei und Maschinenfabrik, Dessau . . . . .                 | Polysius.                  |
| Sandviken Transportband-Gesellschaft m. b. H., Charlottenburg . . . . .          | Sandviken.                 |

| Name der Firma   | Im Text bezeichnet mit |
|--|------------------------|
| Carl Schenck, Eisengießerei und Maschinenfabrik, Darmstadt . . . . .                         | Schenck.               |
| H. August Schmidt, Spezialfabrik für Transportanlagen, Wurzen in Sachsen . . . . .           | H. Aug. Schmidt.       |
| Conrad Scholtz, Hamburg, Barmbeck . . . . .  | Scholtz.               |
| Schüchtermann & Kremer, Dortmund . . . . .   | vollem Namen.          |
| Fabrik technischer Gewebe A. Seyffert, Wurzen in Sachsen . . . . .                           | Seyffert.              |
| Siegerin-Goldman-Werke, Mannheim, Fabrikstation . . . . .                                    | vollem Namen.          |
| Siemens-Schuckert-Werke, Berlin . . . . .  | vollem Namen.          |
| Simon, Bühler & Baumann, Frankfurt a. M. . . . .   | vollem Namen.          |
| Stephan, Frölich & Klüpfel, Scharley, O. S. . . . .  | vollem Namen.          |
| Wilhelm Stöhr, Offenbach a. M. . . . .   | Stöhr.                 |
| A. Stotz, Eisengießerei und Apparatebauanstalt, Stuttgart . . . . .                          | Stotz.                 |
| Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G., Abteilung Unruh & Liebig, Leipzig . . . . . | Unruh & Liebig.        |
| Gebrüder Weißmüller, Maschinenfabrik, Frankfurt a. M.-Bockenheim . . . . .                   | Gebr. Weißmüller.      |
| Ed. Züblin & Co., Straßburg i. E. . . . .  | Züblin.                |
| Eugen Kreiss, Hamburg . . . . .  | Kreiss.                |
| H. W. Caldwell & Son Co., Chicago . . . . .  | Caldwell.              |
| M. Garland Co., Bay City, Michigan . . . . .   | Garland.               |
| Hoover & Mason, Chicago . . . . .  | Hoover & Mason.        |
| C. W. Hunt Co., New York . . . . .   | Hunt.                  |
| Jeffrey Manufacturing Co., Columbus, Ohio . . . . .  | Jeffrey.               |
| Link Belt Engineering Co., Philadelphia }<br>Link Belt Machinery Co., Chicago }              | Link Belt Co.          |
| John A. Mead Manufacturing Co., New York . . . . .   | Mead.                  |
| Otis Elevator Co., New York . . . . .  | Otis.                  |
| Robins Conveying Belt Co., New York . . . . .  | Robins.                |
| Webster Manufacturing Co., Chicago . . . . .   | Webster.               |

# Sachverzeichnis.

(Die Ziffern bedeuten die Seitenzahlen.)

- Abkürzungen** 1.  
Antrieb 30.  
Ascheejektor 251.  
Aufgabevorrichtungen 289.  
Ausrückvorrichtungen, selbsttätige 297.
- Bagger** 137.  
Bänder (s. Gurte).  
Becherwerke mit festen Bechern 127.  
Wahl der Becherform mit Rücksicht auf Gesamtanordnung, Füllung und Entleerung 127.  
Die Ausführung der Becher und ihre Befestigung am Zugmittel 140.  
Das Elevatorgestell 146.  
Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 155.  
Anwendbarkeit 164.  
Becherwerke mit pendelnd aufgehängten Bechern (s. Pendelbecherwerke).  
Bezeichnungen 1.  
Biegewiderstand von Gurten 101.  
Biegewiderstand von Ketten 68.  
Brouerrinne 56.
- Conveyoranlagen** (s. Pendelwerke).
- Dodgekette** 11.  
Drahtgurte 24.  
Drehschieber 278 bis 282.  
Druckluft-Förderrinnen 237.
- Einstabkette** 12.  
Eiserne Bänder (s. Gliederbänder).  
Eisförderer 125.  
Elevatorbecher 140.  
Elevatoren (s. Becherwerke mit festen Bechern).
- Fahrbare Förderer** 74, 96, 125, 168, 205.  
Firmenverzeichnis 303.  
Förderbänder aus biegsamen Stoffen 76.  
Gurte und Rollen 76.  
Aufgabe und Abwurf 86.
- Allgemeine Anordnung** 91.  
Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 99.  
Anwendbarkeit 106.  
Förderer mit Zugmittel 5.  
Förderer ohne Zugmittel 198.  
Förderräder 268.  
Förderrinnen (s. Schwingeförderrinnen).  
Förderrohre 217.  
Ausführung 217.  
Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 218.  
Anwendbarkeit 219.  
Förderung mit Hilfe von Wasser und Luft 247.  
Formeln 2.  
Füllrumpfverschlüsse 272.  
Füllvorrichtungen für Becherförderer 281.
- Gewichte** (s. Raumgewichte).  
Gliederbänder (s. a. Holzgliederbänder) 107.  
Ausführung 107.  
Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 120.  
Anwendbarkeit 123.  
Grundformeln 2.  
Gurte 22.  
Gurtförderer (s. Förderbänder).
- Hilfsvorrichtungen** 273.  
Rohre und Rinnen 273.  
Verschlüsse 276.  
Selbsttätige Aufgabevorrichtungen 289.  
Selbsttätige Ausrückvorrichtungen 297.
- Holzgliederbänder 85.
- Kabelkette** (s. Dodgekette).  
Ketten 5.  
Kettenräder 31.  
Klappverschlüsse 277.

- Kratzer** 48.  
 Konstruktion von Mitnehmern und Rinne 48.  
 Aufgabe und Abwurf 60.  
 Allgemeine Anordnung 62.  
 Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 64.  
 Anwendbarkeit 73.  
**Kratzerbecherwerk** 136.  
**Kreuzgelenkketten** 16.  
**Literaturverzeichnis** 302.  
**Luftförderung** 247.  
**Maßtafel** 4.  
**Monobarkette** (s. Einstabkette).  
**Papiergarnurte** 23, 85.  
**Pendelbecherwerke** 171.  
 Das einfache Kettenbecherwerk 172.  
 Pendelbecherwerk mit Spaltüberdeckung 179.  
 Raumbewegliche Pendelbecherwerke 181.  
 Das Seilbecherwerk von Bradley 185.  
 Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 187.  
 Anwendbarkeit 191.  
**Personenbeförderung** 118.  
**Plattenförderer** (s. Gliederbänder).  
**Pneumatische Förderung** 247.  
**Propellerrinne** 231.  
**Rampenförderer** 117.  
**Raumgewichte** 3.  
**Riemenverbindungen** 144.  
**Rinnen** (s. a. Kratzer, Schwingeförderinnen) 273.  
**Rohre** 273.  
**Rollenförderer** 198.  
 Förderer mit Rollenantrieb 198.  
 Rollbahnen als Schwerkraftförderer 200.  
**Schachtförderung** 196.  
**Schaukelbecherwerke** (s. Pendelbecherwerke).  
**Schieberschlüsse** 278.  
**Schiffselevatoren** 165.  
**Schlackenabfuhr mit Brouerrinne** 58.  
**Schlepper** (s. a. Kratzer) 48.  
**Schmierung der Laufrollen** 26.  
**Schnecken** 206.  
 Ausführung 206.  
 Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 212.  
 Anwendbarkeit 215.  
**Schubrinnen** 268.  
**Schüttelrinnen** (s. Schwingeförderinnen).  
**Schwerkraftförderer** 200.  
**Schwingeförderrinnen** 220.  
 Wirkungsweise der Schüttelrinnen 220.  
 Ausführung der Schüttelrinnen 228.  
 Wirkungsweise der Propellerrinnen von Marcus 231.  
 Bestimmung der Hauptabmessungen und des Kraftverbrauches 237.  
 Anwendbarkeit 245.  
**Seile** 21.  
**Seilschlepper** 58, 63.  
**Spannvorrichtungen** 41.  
 Vorrichtungen zum Nachspannen von Hand 41.  
 Selbsttätige Spannvorrichtungen 45.  
**Spezifische Gewichte** (s. Raumgewichte).  
**Spiralen** (s. Schnecken).  
**Spülentladung** 248.  
**Stahlbolzenketten** 14.  
**Stahlförderbänder** 24, 82.  
**Steigbänder** 119.  
**Tempergußketten** 13.  
**Tisch, schwingender** 293.  
**Torpedorinne** 235.  
**Transportbänder** (s. Förderbänder).  
**Treibketten** 18.  
**Treppen, bewegliche** 119.  
**Trogförderer** 112.  
**Unterstützung des Förderers** 24.  
**Verschlüsse** 276.  
**Wägevorrichtungen** 298.  
**Wasserförderung** 247.  
**Wurfförderung** 271.  
**Zugmittel** 5.

**Hebe- und Förderanlagen.** Ein Lehrbuch für Studierende und Ingenieure. Von Prof. H. Anmund, Danzig.

I. Band: Anordnung und Verwendung der Hebe- und Förderanlagen. Zweite Auflage. In Vorbereitung.

II. Band: Gesichtspunkte, Regeln und Berechnungen für den eigentlichen Bau der Hebe- und Förderanlagen. In Vorbereitung.

---

**Kran- und Transportanlagen für Hütten-, Hafen-, Werft- und Werkstattbetriebe** unter besonderer Berücksichtigung ihrer Wirtschaftlichkeit. Von Dipl.-Ing. C. Michenfelder. Zweite Auflage.

In Vorbereitung.

---

**Berechnung elektrischer Förderanlagen.** Von Dipl.-Ing.

E. G. Weyhausen und Dipl.-Ing. P. Mettgenberg. Mit 39 Textfiguren. 1920. GZ. 5,3

---

**Die Drahtseilbahnen (Schwebbahnen).** Ihr Aufbau und ihre

Verwendung. Von Reg.-Baumeister Professor Dipl.-Ing. P. Stephan. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 543 Textabbildungen und 3 Tafeln. 1921.

Gebunden GZ. 15

---

**Die Drahtseile als Schachtförderseile.** Von Dr.-Ing. Alfred

Wyszomirski. Mit 30 Textabbildungen. 1920. GZ. 5,3

---

**Die Bergwerksmaschinen.** Eine Sammlung von Handbüchern für Betriebsbeamte. Unter Mitwirkung zahlreicher Fachgenossen herausgegeben von Dipl.-Bergingenieur Hans Bansen, Tarnowitz.

III. Band: Die Schachtfördermaschinen. I. Teil: Bearbeitet von Privatdozent Dr. Fritz Schmidt. II. Teil: Bearbeitet von Dipl.-Ing. Hans Bansen, Bergingenieur. III. Teil: Antrieb durch Elektromotoren. Von Prof. Dr.-Ing. E. Foerster. Zweite Auflage. Mit etwa 85 Textabbildungen. In Vorbereitung.

IV. Band: Die Schachtförderung. Bearbeitet von Dipl.-Bergingenieur Hans Bansen u. Dipl.-Ing. Karl Teiwes. Zweite Auflage. In Vorbereitung.

VI. Band: Die Streckenförderung. Von Dipl.-Bergingenieur Hans Bansen. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 593 Textfiguren. 1921. Gebunden GZ. 18

---

**Die Naßbagger und die Baggereihilfsgeräte.** Ihre Berech-

nung und ihr Bau. Von Reg.-Baumeister M. Paulmann und Reg.-Baumeister R. Blaum. Zweite Auflage. In Vorbereitung.

---

**Eisenbahnausrüstung der Häfen.** Von Dr.-Ing. W. Cauer, Geh.

Baurat, Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Mit 51 Abbildungen. (Erweiterter Sonderabdruck aus „Verkehrstechnische Woche“.) 1921. GZ. 2,3

---

**See- und Seehafenbau.** Von H. Proetel, Regierungs- und Baurat in

Magdeburg. Mit 292 Textabbildungen. (Otzen, Handbibliothek für Bauingenieure. III. Teil. Wasserbau. 2. Band.) 1921. Gebunden GZ. 7,5

---

*Die eingesetzten Grundzahlen (GZ.) entsprechen dem ungefähren Goldmarkwert und ergeben mit dem Umrechnungsschlüssel (Entwertungsfaktor), Anfang November 1922 : 160, vervielfacht den Verkaufspreis.*

**Die Förderung von Massengütern.** Von Dipl.-Ing. **Georg von Hanffstengel**, beratender Ingenieur, Privatdozent an der Technischen Hochschule zu Berlin. II. Band: Förderer für Einzellasten. Dritte Auflage. In Vorbereitung.

---

**Billig Verladen und Fördern.** Von Prof. Dipl.-Ing. **G. von Hanffstengel**. Eine Zusammenstellung der maßgebenden Gesichtspunkte für die Schaffung von Neuanlagen nebst Beschreibung und Beurteilung der bestehenden Verlade- und Fördermittel unter besonderer Berücksichtigung ihrer Wirtschaftlichkeit. Dritte Auflage. In Vorbereitung.

---

**Technisches Denken und Schaffen.** Eine gemeinverständliche Einführung in die Technik. Von Professor Dipl.-Ing. **G. von Hanffstengel**, Charlottenburg. Dritte, durchgesehene Auflage. (9.—16. Tausend.) Mit 153 Textabbildungen. 1922. Gebunden GZ. 4

Der Verfasser bezeichnet es ausdrücklich als Zweck seines Buches: sowohl dem Neuling in der Technik den sonst recht schweren Anfang zu erleichtern, wie auch dem weiten Kreise derer, die zur Technik in irgendeiner Beziehung stehen oder dafür Interesse haben, ein Mittel zu geben, um sich ein besseres Verständnis technischer Vorgänge anzueignen. Diesen Zweck erfüllt das Buch in vorzüglicher Weise. Es ist „populär“ im guten Sinne, d. h. leichtverständlich geschrieben, ohne unwissenschaftlich zu sein. Die Abbildungen tun ein übriges, die Lektüre jedem Gebildeten zu ermöglichen. Die Darlegungen des Verfassers erstrecken sich, was besonders bemerkt sei, bis auf die neuesten Errungenschaften der Technik, insbesondere auch auf technisch-wirtschaftliche Aufgaben wie die moderne Betriebsorganisation. *(Die Bauzeitung.)*

---

**Die Reklame in der Maschinenindustrie.** Von Prof. Dipl.-Ing. **G. von Hanffstengel** in Charlottenburg. Mit etwa 100 zum Teil farbigen Textabbildungen. Erscheint Ende 1922.

---