

Die Maschinistenschule

von

F. D. Morgner

Zweite Auflage

Die Maschinistenschule

Vorträge über die Bedienung von Dampfmaschinen
und Dampfturbinen zur Ablegung der
Maschinistenprüfung

Von

F. D. Morgner

Regierungs-Gewerberat, Leiter der Heizer- und Maschinistenkurse
in Chemnitz

Zweite
vermehrte und verbesserte Auflage

Mit 140 Textfiguren



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1924

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

Copyright by Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1924
Ursprünglich erschienen bei Verlag von Julius Springer, Berlin 1924

ISBN 978-3-662-27481-1 ISBN 978-3-662-28968-6 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-28968-6

Aus dem Vorwort zur ersten Auflage.

Das vorliegende Buch „Die Maschinistenschule“ bildet die Ergänzung zu meiner bereits vor dem Kriege erschienenen, nunmehr in dritter Auflage vorliegenden „Heizer Schule“. Während letztere meine Vorträge über die Bedienung von Dampfkesselanlagen und Niederdruckheizungen enthält, sind hier, allerdings in erweitertem Umfange, meine Vorträge über die Bedienung von Dampfmaschinen und Dampfturbinen wiedergegeben. Ich hoffe, hiermit nicht nur die wiederholt an mich gerichteten Wünsche aus den Teilnehmerkreisen an meinem Heizer- und Maschinistenunterricht zu erfüllen, sondern auch den Besitzern von Dampfanlagen, Betriebsbeamten, Maschinenmeistern und Dampfmaschinenmonteuren, die sich über die Anforderungen an die sorgfältige, gewissenhafte Bedienung, die Fernhaltung von Betriebsstörungen und über die wirtschaftliche Arbeitsweise der Dampfmaschinen unterrichten wollen, ein ausreichendes Hilfsmittel darzubieten.

C h e m n i t z , Januar 1920.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Die Maschinistenschule hat in der vorliegenden zweiten Auflage eine gründliche Umarbeitung erfahren. Ich habe hierbei nicht nur die Fortschritte im Dampfmaschinen- und Dampfturbinenbau berücksichtigt, sondern vor allem in Anbetracht dessen, daß die Maschinistenschule in vielen Lehrkursen für Heizer und Maschinisten als Lehrbuch eingeführt worden ist, sie nach der betriebstechnischen Seite hin erweitert. Große Beachtung hat

hierbei das Anwärmen der verschiedenen Dampfmaschinenarten, der Einzylinder-, der Tandem- und der Verbundmaschine gefunden; eine wesentliche Erweiterung haben auch die Abschnitte über die Kondensation, und zwar sowohl der Einspritz- wie der Oberflächenkondensation, erfahren, wobei namentlich deren Bedienung sowie die Frage der Nützlichkeit der Auspuff- und des Kondensationsbetriebes ausführlich behandelt worden ist. Mögen die Maschinisten diesen beiden Punkten ihre volle Aufmerksamkeit zuwenden, denn viele Dampfmaschinenschäden sind durch schlechtes Anwärmen und falsche Bedienung der Kondensationsanlagen veranlaßt worden, ganz abgesehen von der Dampfersparnis, die eine gut in Ordnung gehaltene Kondensationsanlage mit sich bringt. Zur Erleichterung des besseren Verständnisses sind die schematischen Zeichnungen der Kondensationsanlagen und für das Anwärmen der Dampfmaschinen beigelegt worden, die, soweit mir bekannt, in der einschlägigen Literatur bisher weder in dieser oder ähnlicher Form anzutreffen, noch in gleicher Ausführlichkeit erläutert sind.

Mit Rücksicht auf die Notwendigkeit, den Dampfverbrauch der Maschinen dauernd auf das geringste Maß zu halten, ist den Gesichtspunkten für die Instandhaltung der Steuerung bei Abnutzung und Reparaturen an den steuernden Teilen, den Vorteilen eines gleichmäßig hohen Dampfdruckes und der Dampfüberhitzung eine eingehende Besprechung gewidmet und sind Angaben über den Dampfverbrauch beigelegt worden.

Den wiederholt an mich gerichteten Wünschen aus bergbäulichen Betrieben entsprechend, enthält die neue Maschinistenschule eine Beschreibung der Kraftschen Höckersteuerung. Ferner ist bei der wesentlichen Bedeutung, welche der Ölverbrauch der Dampfmaschinen bei den heutigen Ölpreisen hat, die Wiedergewinnung des Öles bei der Abdampfentölung eingehend besprochen und sind als einige Anhaltspunkte für den Maschinisten die Ölverbrauchszahlen einiger Dampfmaschinen angegeben.

Im übrigen ist der Grundsatz für ein elementares Lehrbuch, daß dasselbe auch dem nichtschulmäßig Vorgebildeten verständlich sein soll und in die Hand gegeben werden darf, aufrecht erhalten. Dies ist insbesondere auch bei der Auswahl der Zeichnungen sorgfältig berücksichtigt worden, indem wichtige konstruktive Einzelheiten nicht nur durch schematische Zeich-

nung, sondern auch durch Schnittzeichnung und äußere Ansicht, also in dreifacher Weise dargestellt sind.

Den Firmen, die mich hierbei durch Ratschläge und durch Überlassung von Bildstöcken und Zeichnungen unterstützten, sei auch an dieser Stelle ergebener Dank ausgesprochen. Ferner sind mit gütiger Genehmigung des Verlags die Fig. 14, 15, 35, 36, 38 dem Hilfsbuche für den Maschinenbau von Frehtag, die Fig. 63, 64 dem Buche „Die Kondensation der Dampfmaschinen und Dampfturbinen“ von Karl Schmidt, die Abbildung 141 dem Buche „Anleitung für Versuche an Dampfmaschinen“ von Seufert, sämtlich im Verlage von Julius Springer, sowie die Zeichnungen 59, 60, 89 der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure entnommen.

Möge die günstige Aufnahme, welche die Maschinistenschule bei ihrem ersten Erscheinen gefunden hat, auch ihrer neuen Auflage beschieden sein.

Glauchau, November 1923.

J. D. Morgner,
Reg.-Gewerberat.

Inhaltsverzeichnis.

Einleitung.

	Seite		Seite
Der wärmetechnische Wirkungsgrad der Dampfmaschinen und Dampfturbinen	1	Die Hauptgesichtspunkte für die Dampfmaschinenbedienung . . .	2

I. Kolbendampfmaschinen.

1. Zylinder und Kolben.

Der Dampfmaschinenzylinder	3	Der höhere Dampfverbrauch der stehenden Dampfmaschinen . . .	12
Das Anwärmen und Entwässern desselben	3	Der Kolben	12
a) bei Schiebermaschinen	5	Die Kolbenringe	13
b) bei Ventilmaschinen	6	Das Einsetzen und Herausnehmen des Kolbens	13
c) bei Tandemmaschinen	8	Die Kolbenstange	14
Der Dampfmantel	10		
Vor- und Nachteile der wagerechten und der senkrechten Zylinderlage	11		

2. Die Geradföhrung.

Die Stopfbüchsen	15	Die Labyrinthdichtung	18
a) mit weicher Padung	16	Der Kreuzkopf	19
b) mit Metallpadung.	17	Der Kreuzkopfbolzen	20
c) mit gemischter Padung	18		
d) für Lokomotiven	18		

3. Der Kurbelmechanismus.

Die Längenänderung der Kurbelstange beim Nacharbeiten der Lager	21	Der Ungleichförmigkeitsgrad und der Spannungsabfall des Dampfes im Zylinder	24
Der Kurbelzapfen und die Kurbel	22	Der Einfluß der Länge der Kurbelstange auf den Kolbenweg . . .	24
Der Ungleichförmigkeitsgrad und die Kurbelstellung	23	Der Füllungsungleich für beide Zylinderseiten	25

4. Die Steuerung und die Dampfverteilung.

	Seite		Seite
Die Dampfeinströmung oder die Füllung des Zylinders	26	Die Expansionsperiode	27
Die Kompressionsperiode	28	Die Ausströmungsperiode	28
Die Vorein- und Vorausströmung	29	Die Stöße im Kurbel- und Kreuzkopfzapfen	30

5. Die Nuschelschiebersteuerung.

Abmessungen des Schiebers und Stellung des Exzenters	32	Die schädlichen Räume	39
Die Umdrehungsrichtung der Maschine	35	Das Einstellen der Steuerung	40
Vorzüge und Nachteile der Schiebersteuerung	39	Die Ausnützung des Dampfes im Zylinder	40

6. Die Steuerungen mit veränderlicher Füllung.

a) Expansionssteuerungen mit zwei Schiebern	41	Die Ventile	52
1. Die Meyersteuerung	41	Die Bauarten der Ventilsteuerungen	53
2. Die Ridersteuerung	45	Die zwangsläufigen Ventilsteuerungen	54
b) Expansionssteuerungen mit einem Schieber	46	1. mit unrunder Scheiben	54
1. Die Kolbenschiebersteuerung mit veränderlichem Exzenterhub	46	2. mit Wälzhebeln	56
c) Die Ventilsteuerungen	50	3. mit Schwingdaumen	57
Allgemeine Anordnung	50	Die kraftschlüssigen Ventilsteuerungen	58

7. Die Umsteuerungen.

Die inneren Umsteuerungen	60	Die Umsteuerungen mit direkter Exzenterverstellung	64
Die Aulissensteuerung von Stephenson	61	Die Nockensteuerung an Bergwerksmaschinen	65
Die Lenkersteuerung von Marshall-Bremme	63		

8. Die Regulierung.

Das Schwungrad	67	Der Porter'sche Regulator	68
Der Regulator	67	Der Achsen- oder Flachregler von Proell	70
Das Drosselventil	68		

9. Die Kondensation.

	Seite		Seite
Die Kondensationsanlagen im all- gemeinen	72	Das Messen der Luftleere . . .	82
Die Einspritzkondensation	74	Der Nutzen der Kondensation .	84
Die Bedienung des Kondensators	76	Die Oberflächenkondensation siehe Abschnitt 15	137
Die Vakuumheizung	82		

10. Die Zwei- und Dreifachexpansionsmaschinen.

Allgemeines	85	Der Aufnehmer oder Receiver .	88
Die Tandemmaschine	87	Anwärmeschema einer Verbund- maschine	89
Die Verbund(Compound)maschine	88		

11. Die Gleichstromdampfmaschine.

Allgemeines	91	Kombinierte Wechselstrom- und Gleichstromdampfmaschine von Wolf M.-G. Magdeburg-Budau	96
Das Umstellen auf Auspuff . . .	92		

II. Die Dampfturbinen.**12. Die Dampfarbeit in den Turbinen.**

Allgemeines	96	c) durch kombinierte Geschwin- digkeits- und Druckabstufung	100
Berminderung der Umdrehungs- zahl		Die Wirkungsweise des Dampfes in der Beschleunigung	100
a) durch Druckabstufung . . .	98	Aktions- und Reaktionswirkung des Dampfes	101
b) durch Geschwindigkeitsab- stufung	99		

13. Die hauptsächlichsten Turbinensysteme.

Die reine Parsonsturbine von Brown, Boveri & Co.	103	Die kombinierte Turbine (Curtis- rad und Parsonsturbine) von Brown, Boveri & Co.	113
Die Curtisturbine der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft, Berlin	107	Die Schiffsturbine	115
Die mehrstufige Turbine der A.E.G., Berlin	111	Die Kleindampfturbine von Naëde, Coswig i. Sa.	118

14. Die konstruktiven Einzelheiten der Dampfturbinen.

Die Labyrinthdichtung	122	b) durch die Düfenschaltung .	125
Die Lager und die Drucköl- schmierung	123	Die Schnellschlußsicherung . . .	128
Die Regelung der Umdrehungszahl		Die Überlastung der Turbine .	132
a) durch den Regulator.	125	Schaufelabrührung durch unreinen Dampf	132

15. Die Oberflächenkondensation.

Das Anwendungsgebiet	137	Die Kondensatpumpe	139
Der Kondensator	138	Die Luftpumpe	139
Die Kühlwasserpumpe	139	Betriebsvorschriften für Ober- flächenkondensationen	142

16. Betriebsvorschriften der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft Berlin für Turbadynamos		143
17. Die Rückkühlung des Kondensationswassers.		
Die Kamintähler		146
18. Die Zwischendampf- und die Abdampferwertung.		
Allgemeines	148	Die Zwischendampfmaschine 151
Die Gegendruckturbinen	150	
19. Das Schmieröl.		
Die Mineralöle	152	Die Druckölschmierung 159
Anforderungen an das Schmieröl		Die Dampftöler 160
a) feine Schlüpfrigkeit	153	Der Stoßkraftentöler von Seifert & Co., A.-G. Berlin 160
b) feine Zähflüssigkeit	153	Entölungseinrichtungen von Gebr. Weißbach, Chemnitz 161
Die Bestimmung der Zähflüssigkeit (Viskosimeter)	154	Der Zentrifugalentöler von Scheibe & Söhne, Leipzig 162
Die Graphitschmierung	155	
Die Zylinderschmierapparate	155	
20. Zubehörteile zu Dampfkräftenanlagen.		
Die Kondensstöpfe	163	Die Rohrleitungen von Seifert & Co., A.-G., Berlin 168
Die Dampfdruck-Reduzierventile. 165		Der Wasserabscheider 170
a) von Knappe, Meerane	165	
b) von Struve, A.-G. Magde- burg-Budau	166	
21. Erläuterungen einiger technischer Fachausdrücke		171

Einleitung.

Der wärmetechnische Wirkungsgrad der Dampfmaschinen und der Dampfturbinen. Die Dampfmaschinen und Dampfturbinen nennt man Wärmekraftmaschinen im Gegensatz zu anderen Kraftmaschinen, die durch die Kraft des Wassers, des Windes, von Preßluft oder durch Elektrizität angetrieben werden. Die Bezeichnung Wärmekraftmaschine stammt davon ab, daß der Dampf, während er im Dampfzylinder arbeitet, gleichzeitig mit seiner Spannung auch seine Temperatur und seinen Wärmegehalt vermindert und daß dieser Abfall seiner Arbeitsleistung entspricht. Wie bei den Wasserturbinen die Kraft des Wassers, so wird demnach bei den Dampfmaschinen und Dampfturbinen die im gespannten Dampf enthaltene Wärme in Arbeit umgewandelt; allerdings ist dies nur bis zu einem verhältnismäßig kleinen Teile möglich, da der aus der Maschine austretende Dampf noch den weitaus größten Teil der Wärme des Eintrittsdampfes enthält. Bei den Auspuffmaschinen muß der Druck des Dampfes bei dessen Austritt aus dem Zylinder mindestens dem äußeren Luftdruck gleichkommen, also, theoretisch betrachtet, 1 Atmosphäre betragen; tatsächlich ist er aber um $\frac{1}{10}$ bis $\frac{2}{10}$ Atm. größer, da der Dampf auch den Strömungswiderstand in den Auslaßkanälen und im Auspuffrohr zu überwinden hat. Mit jedem Kilogramm Dampf gehen daher, bloß 1 Atm. Austrittsspannung gerechnet, 637 Wärmeeinheiten unvermeidbarerweise verloren, die er nach den Angaben in Abschnitt über die Verdampfung in der Heizer Schule enthält. Arbeitet eine Dampfmaschine mit Dampf von 10 Atm. Überdruck, dessen Wärmegehalt 661 Wärmeeinheiten beträgt, so können theoretisch nur $661 - 637 = 24$ Wärmeeinheiten in jedem Kilogramm Dampf nutzbar gemacht werden. In Wirklichkeit ist aber die nutzbar gemachte Wärmemenge noch geringer, weil der Enddruck auf 1,1 bis 1,2 Atm. ansteigt und außerdem auch eine gewisse Wärmemenge durch Ausstrahlung am Zylinder verloren geht.

Bei Kondensationsmaschinen ist der Druck des aus dem Zylinder austretenden Dampfes nahezu 1 Atm. niedriger als bei Auspuffmaschinen; bei 0,2 Atm. Druck sind in 1 kg Dampf immerhin noch 624,7 Wärmeeinheiten nutzbar gemacht.

einheiten vorhanden, die in das Kühl- oder Einspritzwasser des Kondensators übergehen und mit demselben unbenützt ablaufen. Die Wärmeausnützung beträgt dann, wieder 10 Atm. Anfangsspannung angenommen, $661 - 624,7 = 36,3$ Wärmeeinheiten, also $36,3 - 24 = 12,3$ Wärmeeinheiten mehr als bei Auspuffbetrieb.

Die Wärmeumsetzung oder die Arbeitsleistung des Dampfes ist demnach um so besser (und der Dampfverbrauch der Dampfmaschinen um so niedriger) je höher die Spannung und die Temperatur des Eintrittsdampfes und je niedriger beide im Austrittsdampf sind; vorausgesetzt, daß zur Vermeidung des Dampfdruckes und der Temperatur im Zylinder nicht undichte Ventile und Rohrleitungen, Mängel der Steuerung und Verluste durch Wärmeausstrahlung in nicht genügend mit Isoliermasse geschützten Dampfwandungen beitragen.

Die Hauptgesichtspunkte für den Maschinisten. Die Dampfmaschinen und Dampfturbinen der deutschen Maschinenfabriken des Dampfmaschinenbaues entsprechen in bezug auf Wärmeausnutzung allen zeitgemäßen Anforderungen; dem Maschinisten bleibt eigentlich nur überlassen, den von Anfang an vorhandenen guten wärmetechnischen Wirkungsgrad der ihm anvertrauten Dampfmaschine zu erhalten, indem er alle Undichtheiten, die im Laufe der Zeit an den Kolbenringen, an den Dampfein- und Auslaßorganen, an den Kondensstöpfen, an Rohrverbindungen usw. entstehen, sorgfältig beseitigt und auf gute Instandhaltung der Wärmeschutzmasse und der Steuerung achtet. Wesentlich auffälliger ist aber seine weitere Aufgabe, Betriebsstörungen an der Dampfmaschine zu verhüten. Es lassen sich daher für ihn folgende Hauptgesichtspunkte aufstellen:

1. gutes Anwärmen und Entwässern der Dampfanlage bei deren Inbetriebnahme,
2. ausreichendes Schmieren der gleitenden bewegten Teile der Maschine,
3. ordnungsgemäßes Instandhalten der im Betrieb verhältnismäßig empfindlichen Kondensationsanlagen und
4. Aufrechterhaltung der unverfälschten Dampfverteilung durch Instandhaltung der Steuerung.

Voraussetzung für die Erfüllung dieser Aufgaben ist für den Maschinisten eine genaue Kenntnis der Dampfanlage, wozu ihm die nachstehenden Vorträge verhelfen sollen.

I. Die Kolbendampfmaschinen.

1. Die Dampfzylinder.

Der Dampfmaschinenzylinder ist an den Enden durch aufgeschraubte Deckel verschlossen. In dem zylindrischen Hohlraume zwischen den beiden Deckeln befindet sich der Dampfkolben, der an der Zylinderwand dampfdicht anliegt und vom Dampf abwechselnd von einem nach dem anderen Ende des Zylinders geschoben wird. Die Zylinderdeckel sollen zur Wahrung ihrer genauen Lagerung in der Zylindermitte mit gedrehten Vorsprüngen in den Zylinder eingreifen. Sie werden durch Gummiringe, Metallriebe oder Asbest abgedichtet oder auch aufgeschliffen (geschabt) und halten dann ohne jedwede Dichtung dicht. Diese Ausführung ist zwar teurer als die sonst übliche, hat aber den Vorzug, daß der Zylinderdeckel beim Wiedereinschrauben nach Reparaturen stets gleichweit in den Zylinder hineintragt, was beim Einsetzen von neuen Dichtungen unter dem Deckel nicht immer erreichbar ist.

Die Innenwand des Zylinders hat an den Enden erweiterte Ausbohrungen, über welche die Kolbenringe in den beiden äußersten Stellungen des Kolbens ein wenig (etwa 1 bis 2 Millimeter) hinaustragen. Man erreicht durch diesen sogenannten Kolbenüberlauf, daß sich bei dem allmählichen Abnutzen der Zylinderwandung durch die Kolbenringe keine nach innen anstehenden Absätze an derselben bilden. Damit der Kolben beim Hineinbringen in den Zylinder nicht hängen bleibt, müssen die Absätze abgeschrägt werden.

Das Anwärmen und Entwässern des Dampfzylinders und der Dampfleitungen muß vor jeder Inbetriebnahme der Dampfmaschine in der sorgfältigsten Weise vorgenommen werden. Je nach der Größe und der Abkühlung der Maschine während des Stillstandes dauert das Anwärmen 20 bis 40 Minuten.

Zunächst ist die Hauptrohrleitung vom Kessel nach der Dampfmaschine anzuwärmen. Sie hat ein Absperrventil am Kessel, mündet in das Absperrventil an der Maschine und hat dicht vor letzterem einen Kondenzstopf

oder an dessen Stelle wenigstens ein Entwässerungsventil von etwa 20 mm Durchmesser. Lange Rohrleitungen erhalten ferner dicht vor der Dampfmaschine einen Wasserabscheider (Fig. 136 u. 137), an welchem der Entwässerungshahn oder der Kondensstopf angebracht sind. Ihr Anwärmen erfolgt bei geschlossenem Hauptventil an der Maschine durch langjames und allmähliches Aufdrehen des Absperrventils am Kessel; der Entwässerungshahn oder der etwa vorhandene Kondensstopf müssen hierbei geöffnet sein und sind erst nach beendetem Anwärmen der Rohrleitung zu schließen. Wird die Maschine stillgesetzt, so ist außer dem Absperrventil an der Maschine auch das Absperrventil am Kessel zu schließen und die Entwässerungsvorrichtung an der Rohrleitung zu öffnen. Bei kurzen Betriebspausen kann die Rohrleitung unter Dampf stehen bleiben, doch ist sie alsdann vor der Inangabe der Maschine durch Aufdrehen des Entwässerungsventiles auszublasen.

Nachdem die Hauptrohrleitung betriebsfertig angewärmt ist, beginnt das Anwärmen der Maschine. Letztere muß hierbei so stehen, daß der Dampf in den Zylinder hineingelangen kann. Dies ist, wie die Fig. 23 S. 34 zeigt, der Fall, wenn die Kurbel im ersten oder im dritten Vierteltreishogen ihrer Drehbewegung steht, und zwar sind der Dampfeinlaß wie auch der Dampfauslaß am Zylinder bereits in geringem Maße geöffnet, wenn sich die Kurbel in einer Totpunktlage befindet, weil die Ein- und die Ausströmung des Dampfes bei allen Dampfmaschinen bereits vor dem Hubwechsel beginnen (siehe hierzu die Abschnitte über Vorein- und Vorausströmung S. 29). Es kann demnach jede Dampfmaschine angewärmt werden,

- a) wenn die Kurbel in einem der beiden Totpunkte steht, d. h. wenn Kolbenstange und Kurbelstange in einer geraden Linie liegen (Fig. 1).
- b) wenn die Kurbel über einen Totpunkt hinausgedreht in der Nähe desselben steht (Fig. 23 S. 34).

Bei diesen Kurbelstellungen ist zu beachten, daß der Dampfeinlaß stets nur auf der einen und der Dampfauslaß auf der anderen Kolbenseite geöffnet sind. Der Dampf hat daher nur auf der Seite Zutritt zum Zylinder, die für die Dampfeinströmung geöffnet ist, während der übrige, weitaus größere Teil des Zylinders für den Dampfzutritt versperrt ist und nur durch die indirekte Wärmeübertragung durch die Zylinderwände hindurch angewärmt wird. Aus diesem Grunde darf auch das Anwärmen der Maschine nicht zu kurze Zeit dauern. Dies gilt für alle Dampfmaschinen und alle Steuerungen, gleichviel ob die Maschine stehend oder liegend angeordnet und ob sie mit Schieber- oder Ventilsteuerung ausgerüstet ist. Aus dem

Eröffnen des Dampfzylinder am Zylinder ergibt sich auch, daß bei Mehrzylindermaschinen für den zweiten, dritten und vierten Zylinder besondere Rohrleitungen für das Anwärmen vorhanden sein müssen.

Um den Dampfzylinder anzuwärmen, wird das Hauptventil an der Maschine ein wenig geöffnet. Bei großen Maschinen ist jedoch an der Hauptdampfleitung ein besonderes kleineres Hilfsventil von etwa 30 mm Durchmesser vorhanden. Das Hauptventil bleibt in diesem Falle beim Anwärmen geschlossen. Das Hilfsventil befindet sich in der Unterkellerung der Maschine und erhält eine verlängerte Ventilspindel, so daß es vom Maschinistenstande aus leicht bedient werden kann. Es wird angebracht, damit beim Anwärmen nicht zu viel Dampf in den Zylinder eintritt und die Maschine nicht etwa unbeabsichtigt in Bewegung geraten kann.

Fig. 1 zeigt das Anwärmeschema einer einzylindrigen Schiebermaschine in der Totpunktlage. Der Einlaßkanal e ist um die Strecke v geöffnet, so daß der

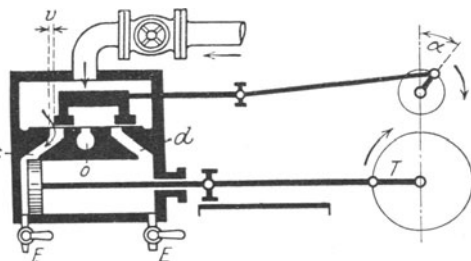


Fig. 1. Anwärmestellung einer Flachschiebermaschine in der Totpunktlage.

v = lineares Voreilen des Schiebers,
 α = Voreilungswinkel des Pleumtrieb,
 E = Entwässerungshähnen.

Dampf in den schmalen Zylinderteil links vom Pleum eintritt, während der Zylinderteil rechts vom Pleum nicht mit Dampf gefüllt, also leer ist. E sind die Entwässerungshähnen, die geöffnet sein müssen. Die Totpunktlage bietet beim Anwärmen den großen Vorteil, daß die Maschine nicht plötzlich anlaufen kann. Beim Zugsatz muß sie aber über den toten Punkt entweder mit der Hand oder mittels eines Fortrückapparates hinweggedreht werden, bis sie so steht, daß sie beim Öffnen des Dampfventiles ohne weiteres in Umdrehung versetzt wird (Fig. 23 S. 34). Während dieses Drehens von Hand oder mittels Fortrückapparates muß der Dampf abgestellt sein. Trotz dieser Unständlichkeit, welche das Fortrücken der Maschine für den Maschinisten verursacht, schreiben manche Maschinenfabriken der Sicherheit halber, welche die Totpunktlage mit sich bringt, dieselbe auch für das Anwärmen großer Dampfmaschinen vor.

Das Anwärmen von Schiebermaschinen wird am besten dadurch beschleunigt, daß man den Zylinder durch Drehen der Maschine aus einer

Totpunktlage in die andere erst von der einen, dann von der anderen Kolbenseite aus anwärmt. Doch unterbleibt dies in den meisten Fällen wegen der damit verbundenen Mehrarbeit für den Maschinisten, und weil der Schieberkasten infolge seiner ziemlich großen Berührungsfläche mit dem Zylinder dessen Anwärmen beschleunigt. Ist jedoch die Zeit für das Anwärmen aus irgendeinem Grunde einmal knapp bemessen, so ist diese Methode unbedingt anzuwenden.

Bei Auspuffdampfmaschinen mit **Ventilsteuerung** ist folgendes zu beachten: steht die Maschine in der Totpunktlage oder in einer anderen günstigen Anwärmestellung, so sind, wie beim Betrachten der Steuerung sofort zu ersehen ist, das Einlaßventil auf der einen und das Auslaßventil auf der anderen Kolbenseite geöffnet. Das Anwärmen des Zylinders kann daher bei diesen Dampfmaschinen gleichzeitig von beiden Kolbenseiten aus bewerkstelligt und sehr verkürzt werden, wenn der Maschinist das zweite, also das geschlossene Dampfeinlaßventil, etwas anhebt, indem er an einer geeigneten Stelle des Steuerungsmechanismus einen schmalen Holzkeil hineinschiebt. Der auf dieser Seite eintretende Dampf und das aus diesem sich ausscheidende Kondenswasser haben durch das auf derselben Seite befindliche Auslaßventil, welches sich, wie bereits oben erwähnt, in geöffnetem Zustande befindet, einen ungehinderten Ablauf. Bei Kondensationsmaschinen (siehe Fig. 62 S. 75) wird hierbei jedoch der Kondensator leicht zu heiß, so daß er beim Ingangsetzen der Maschine schwer ansaugt oder versagt. Es empfiehlt sich daher, auch einzylindrige Kondensationsmaschinen durch Drehen aus einer Totpunktlage in die andere anzuwärmen, wie dies für die Schiebermaschine oben angegeben ist, oder die Maschine ist auf Auspuff anzustellen. Des in die Steuerung eingeschobenen Holzkeiles bedarf es alsdann selbstverständlich nicht, wie er auch im ersten Falle des Anwärmens herauszuziehen ist, bevor die Maschine in Gang gesetzt wird. Das Drehen der Dampfmaschine kann stets unterbleiben, wenn der Zylinder einen Dampfmantel hat, was fast ausnahmslos zutrifft, wenn die Maschine mit Sattldampf arbeitet, während er an den Zylindern für überhitzten Dampf regelmäßig fehlt.

An jedem Zylinderende ist an der tiefsten Stelle ein **Entwässerungshahn** angebracht. Die Entwässerungshähne sind bei jeder Betriebsunterbrechung der Maschine zu öffnen und müssen während des Anwärmens sowie beim Anlaufen der Maschine geöffnet bleiben, damit das Kondenswasser aus dem Zylinder ungehindert ablaufen und sich ferner zur Vermeidung des plötzlichen Anlaufens der Maschine hinter dem Kolben kein Dampfdruck bilden kann. Sie sind häufig durch eine gemeinsame Stange

miteinander verbunden und können infolgedessen nur gleichzeitig geöffnet und geschlossen werden. Die zugehörigen Entwässerungsleitungen sind getrennt auszuführen, da bei einer gemeinsamen Rohrleitung das unter Druck ausgeblasene Wasser von einer Zylinderseite nach der anderen gedrückt werden könnte; doch bringt man auch, um dies zu verhüten, in die gemeinsame Rohrleitung selbsttätige Rückschlagventile an, die vom Maschinisten sorgfältig in Ordnung zu halten sind. Schiebermaschinen erhalten ferner einen Entwässerungshahn am Ventillasten.

Nach dem Anwärmen ist die Maschine durch allmähliches Öffnen des Hauptventiles ganz langsam in Gang zu setzen, wobei die Entwässerungshähne erst nach einigen Umdrehungen der Maschine geschlossen werden dürfen. Anwärmeventile sind vor dem Ingangsetzen zu schließen. Während des Ganges der Maschine wird das Kondenswasser aus dem Zylinder durch Kondensstöpsfe (S. 163) selbsttätig abgeleitet.

Viele Beschädigungen an Dampfmaschinenzylindern, Zylinderdeckeln Kreuzköpfen und Kurbelzapfen durch Risse oder durch völliges Abspringen sind auf ungenügendes Anwärmen oder ungenügendes Entwässern des Zylinders zurückzuführen. Hat sich in einem Dampfmaschinenzylinder Wasser beim Anwärmen der Maschine oder infolge des Versagens eines Kondensstopfes angesammelt, so tritt fast stets eine Beschädigung der im Gange befindlichen Maschine ein, da das Wasser nicht elastisch ist und der Dampfstoß mit einer so großen Kraft darauf drückt, daß irgendein Teil der Maschine beschädigt werden muß. Vielfach werden deshalb an den Dampfmaschinenzylindern **Sicherheitsventile**, und zwar mit Federbelastung angebracht, obwohl sie bei reichlichen Wasseransammlungen auch keinen ausreichenden Schutz zu bieten vermögen und in erster Linie zur Verhütung eines zu hohen Gegendruckes bei der Kompression im Zylinder dienen. Ungenügendes Anwärmen kann auch, wenn es nur von einer Kolbenseite aus erfolgt, eine Lockerung des Kolbens auf der Kolbenstange zur Folge haben, da sich der konische Bund der Stahlstange beim Erkalten der Maschine mehr zusammenzieht als die konische Bohrung des gußeisernen Kolbenkörpers. Im übrigen ist bei allen Dampfmaschinen noch der Grundsatz maßgebend, eine zu große Abkühlung während der Betriebspausen zu vermeiden, was namentlich während des Winters zu beachten ist.

Vorstehende Figur zeigt das Anwärmeschema einer Zweizylindermaschine. D ist die Hauptrohrleitung vom Kessel. Das mitgeführte Wasser wird im Wasserabscheider ausgeschieden und durch den Kondensstopf 1 abgeleitet. Letzterer ist beim Anwärmen der Rohrleitung zu öffnen, damit das Wasser einen ungehinderten Ablauf hat.

Das Anwärmen der Maschine erfolgt durch Öffnen des Anwärmeventils. Das Hauptventil bleibt geschlossen. / Der Dampf tritt durch das Rohr g in die Rohre e und h in die Ventilkammer Vk_1 und durch das offene stehende Dampfeinlaßventil E_1 in den Teil a des Zylinders. Gleichzeitig strömt aber auch Dampf vom Rohr g durch Rohr f hindurch in die Zwischendampfleitung zwischen den beiden Dampfzylindern und von letzterer durch die Ventilkammer Vk_2 und das geöffnete Auslaßventil A_2 hindurch in den Teil b des Hochdruckzylinders, der somit von beiden Kolbenseiten aus angewärmt wird. Das sich in diesem Zylinder bildende Kondenswasser läuft durch die geöffneten (nicht gezeichneten) Entwässerungshähne, sowie aus

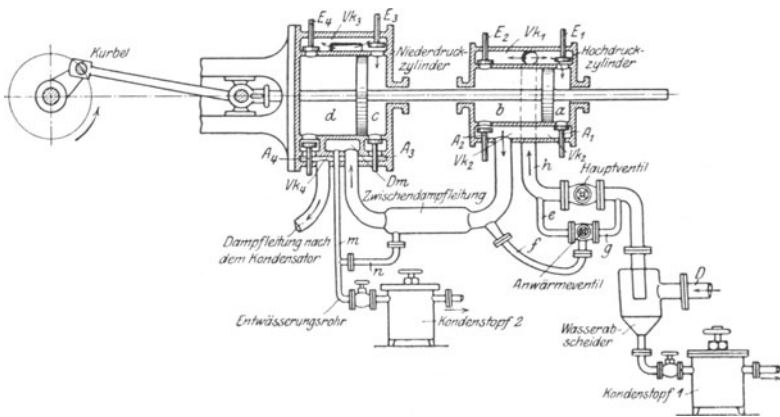


Fig. 2. Anwärmschema einer Tandemmaschine mit nur einem Anwärmeventil (Dreivegeventil g).

dem Zylinderteil b durch die Zwischendampfleitung und die Rohrleitung n nach dem Kondensstopf 2 ab.

Beim Niederdruckzylinder tritt der Dampf zunächst in den Dampfmantel Dm, strömt durch diesen hindurch in die Ventilkammer Vk_3 und durch das geöffnete Einlaßventil E_3 in den Zylinderteil c. Der Zylinderteil d könnte zwar durch Anheben des Einlaßventiles E_4 gleichfalls Heizdampf erhalten, doch unterbleibt dies, weil der Niederdruckzylinder durch die Mantelheizung genügend angewärmt wird und der Kondensator durch den ausströmenden Zylinderdampf zu heiß werden würde.

Die Entwässerung des Dampfmantels erfolgt durch das Rohr m hindurch nach dem Kondensstopf 2, diejenige des Zylinderteiles c durch den (nicht gezeichneten) Entwässerungshahn an diesem Zylinderende.

Das Hauptventil an der Maschine darf erst geöffnet und letztere über-

haupt erst in Gang gesetzt werden, nachdem das Anwärmeventil geschlossen ist. Das geschilderte Anwärmeverfahren gilt auch für die Maschine in der Totpunktlage.

Bei der praktischen Ausführung sitzt das Anwärmeventil unmittelbar an dem Hauptventil, so daß die Röhre e und g alsdann wegfallen. Es könnte auch ganz entbehrt werden; das Anwärmen der Maschine müßte alsdann durch geringes Öffnen des Hauptventils und durch Anheben des Einlaßventiles E_2 erfolgen.

Fig. 3 stellt ein anderes und zwar das zumeist angewendete Anwärmschema einer Zweizylindermaschine dar. Dasselbe zeigt zwei

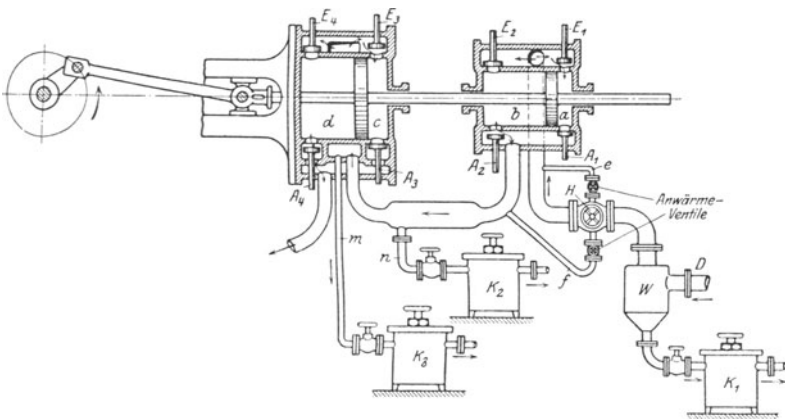


Fig. 3. Anwärmschema einer Tandemmaschine mit zwei Anwärmeventilen. Durch Anheben des Einlaßventiles E_2 am Hochdruckzylinder kann die gleiche Wirkung erzielt werden wie durch Öffnen des Anwärmeventiles f.

Anwärmeventile, die gleichzeitig geöffnet werden müssen. Die Dampfwege sind dann die nämlichen wie in Fig. 2. Die Spindeln der Anwärmeventile sind bis zum Maschinistenstande hochgeführt. Mit Rücksicht auf die großen Wassermengen haben die Zwischendampfleitung zwischen den beiden Zylindern und der Niederdruckzylinder je einen Kondensstopf für sich, so daß an der Maschine insgesamt drei Kondenslöpfe vorhanden sind. Vor jedem Kondensstopf ist ein Absperrventil angeordnet, damit dieselben auch während des Betriebes abgesperrt und nachgesehen werden können.

Der Dampfmantel. Die Zylinderwandungen sind während des Ganges der Maschine nicht gleichmäßig warm, da die Temperatur des Dampfes bei dessen Expansion abnimmt. Die hierbei entstehenden Tem-

peraturunterschiede sind sehr beträchtlich. (Bei einer Auspuffmaschine, welche mit 10 Atm. Anfangsdruck arbeitet, fällt die Temperatur dem Druckabfall entsprechend von 183°C auf etwa 100°C , siehe die Tabelle über den Wasserdampf in der Heizerschule.) Die Zylinderenden und die Zylinderdeckel werden daher abwechselnd von heißem und abgekühltem Dampf berührt, wobei sich ein Teil des einströmenden Dampfes in Form einer dünnen Wasserschicht an der Zylinderwandung niederschlägt. Der im Zylinder bestehende Temperaturverlauf hat, wie auch durch Versuche bestätigt worden ist, zur Folge, daß das niedergeschlagene Wasser während der Ausdehnung (Expansion) des Dampfes im Zylinder nicht oder nur in geringem Maße nachverdampft und sich erst während der Ausströmungsperiode wieder in Dampf verwandelt. Hierdurch geht nicht nur die dem Zylinder für diese Nachverdampfung entzogene Wärme im Auspuffdampf verloren, sondern es wird auch der Gegendruck auf den Kolben vermehrt und die Leistungsfähigkeit der Maschine vermindert. Dieser Nachteil tritt besonders bei Einzylindermaschinen in die Erscheinung, weil bei ihnen die Expansion immer sehr weit geht und das Temperaturgefälle im Zylinder und die Kondensverluste im einströmenden Dampf infolgedessen sehr groß sind. Dieser Umstand führte zur Konstruktion von Dampfmaschinen mit mehreren Zylindern (also zur mehrstufigen Expansion) und zur Anwendung des überhitzten Dampfes und von Dampfmänteln. Unter Dampfmantel versteht man den Hohlraum zwischen Dampfzylinder und einem zweiten, um letzteren gelegten Zylinder von größerem Durchmesser. Dadurch, daß man in diesen Hohlraum Dampf einströmen läßt, werden die Zylinderwandungen geheizt und die Abkühlungsverluste des Arbeitsdampfes vermindert, indem die während der Ausströmung eintretende Abkühlung der Zylinderwandung schneller ausgeglichen und die oben geschilderte Nachverdampfung des bei der Einströmung aus dem Dampfe ausgeschiedenen Wassers bereits während der Expansion und nicht erst während der Ausströmung herbeigeführt wird. Für die Heizung wird entweder der Arbeitsdampf auf seinem Wege nach dem Zylinder oder auch besonders vom Kessel hergeleitete frische Dampf verwendet. Die Zylinderdeckel werden gleichfalls mit einem Hohlraum versehen und fast immer mit Frischdampf geheizt.

Mit der Verwendung der Dampfmäntel wird seitens der Maschinenfabrikanten verschiedenes verfahren. Dampfzylinder für hocherhitzten Dampf erhalten keinen Dampfmantel, da bei ihnen hohe Temperaturen der Zylinderwandungen bestehen und der einströmende Dampf wenig oder gar kein Wasser ausscheidet. Im allgemeinen ist der auf Verdampfungsversuche

gestützte Grundsatz maßgebend, daß der Nutzen des Dampfmantels bei zunehmender Füllung und Umdrehungszahl der Maschine abnimmt, da hierdurch die durchschnittliche Temperatur der Zylinderwandungen erhöht und der Wärmeverlust durch Kondensation und ungünstige Nachverdampfung vermindert wird. Infolgedessen wird auch bei den mit großen Füllungen arbeitenden, schnell laufenden Dampfmaschinen von der Anwendung des Dampfmantels am Hochdruckzylinder zumeist abgesehen. Bei den Mittel- und Niederdruckzylindern wird der Arbeitsdampf durch den Dampfmantel geführt und erzielt man hiermit etwas kleinere Verluste als bei gänzlich fehlenden Mänteln.

Vorteile und Nachteile der wagerechten und der senkrechten Zylinderlage. Die wagerechte Zylinderlage hat den Vorteil, daß sich der Zylinder leichter entwässern läßt; sie hat den Nachteil, daß der Zylinder sich infolge des Gewichtes des Kolbens im unteren Teile, namentlich in der Mitte abnützt und nach längerem Gebrauche ausgebohrt werden muß. Die Abnützung stellt man durch genaues Messen mittels eines Stichmaßes fest, d. i. ein an den Enden abgespitzter Eisenstab von etwa 8 mm Dicke, der in die engste Zylinderweite genau hineinpafßt. Diese ungleichmäßige Abnützung entfällt nahezu völlig bei den stehenden Dampfmaschinen, doch läßt sich bei diesen der oberhalb des Kolbens gelegene Zylinderteil schwieriger entwässern, weshalb derartige Dampfmaschinen sehr sorgfältig angewärmt und sehr langsam in Gang gesetzt werden müssen. Um Beschädigungen durch Wasserschläge zu verhüten, macht man auch im oberen Zylinderteil den Abstand zwischen dem Zylinderdeckel und der Endstellung des Kolbens größer als im unteren Zylinderteil. In Deutschland werden die liegenden Dampfmaschinen wegen der leichteren Zugänglichkeit der Maschinenteile bevorzugt, und man verwendet eigentlich nur stehende Dampfmaschinen aus Rücksicht auf den etwa bestehenden Platzmangel. Stehende Maschinen müssen auch, um eine zu große Höhe der Maschine zu vermeiden, kurzen Hub und kurze Kurbelstangen erhalten. Da durch letztere aber der Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine sehr erhöht wird (siehe den Abschnitt über den Einfluß der Länge der Kurbelstange auf den Kolbenweg), sind stehende Dampfmaschinen auch auf solche Fälle beschränkt, in denen derselbe, wie bei Dampfmaschinen in Holzschleifereien und Schiffsmaschinen, keine wesentliche Rolle spielt, oder durch eine hohe Umdrehungszahl der Dampfmaschine oder durch Anwendung von mehreren Kurbeln (Mehrzylindermaschine) wieder ausgeglichen wird.

Ein weiterer, wesentlicher Grund für die bevorzugte Verwendung der liegenden Dampfmaschinen ist **der höhere Dampfverbrauch der Dampf-**

maschinen stehender Bauart. Letzterer ist darauf zurückzuführen, daß die schädlichen Räume bei den stehenden Maschinen sowohl an sich wie auch im Vergleich zu der kürzeren Baulänge der Zylinder größer sind als bei liegenden Maschinen. Ferner hat die freie Lage der stehenden Maschinen größere Wärmeverluste durch Abkühlung der Zylinder und der Dampfleitungen zur Folge. Schließlich sind die stehenden Maschinen zumeist mit Schiebersteuerungen ausgerüstet, die mit einem höheren Dampfverbrauch wie die bei liegenden Maschinen üblichen Ventil- und Kolbensteuerungen arbeiten; auch können liegende Maschinen infolge der breiten Fundamentierung und der tieferen Schwerpunktlage mit höherer Umdrehungszahl laufen.

Der Dampfkolben wird durch Kolbenringe gegen die Zylinderwand dampfdicht abgeschlossen.¹⁾ Ist seine Abdichtung dampfdurchlässig, strömt also während des Ganges der Maschine der Dampf zwischen Kolbenring und Zylinderwand hindurch, so wird nicht nur viel Dampf verbraucht, sondern die Dampfmaschine arbeitet auch schwer, weil der entweichende Dampf einen schädlichen Gegendruck auf den Kolben erzeugt.



Fig. 4. Kolbenring der Maschinenfabrik Thormeyer, Berlin-Steglitz.

Die Kolbenringe (Fig. 4—8) werden entweder durch eigene Federkraft gegen die Zylinderwand gepreßt und heißen dann selbstspannend, oder man benutzt besondere Federn, um sie gegen die Zylinderwand zu drücken. Die Kolbenringe werden in Ruten oder Aussparungen des Kolbenkörpers eingesetzt und müssen auch in der Längsrichtung dicht eingepaßt sein, andernfalls wird der Kolben dampfdurchlässig und erzeugen die Kolbenringe beim Hubwechsel ein klatschendes Geräusch. Sind sie zu fest eingepaßt, so kommt ihre Spannkraft nicht genügend zur Wirkung. In einem fertig montierten Kolben sollen sich die Kolbenringe beim leichten Aufschlagen mit einem Hammerstiele etwas verschieben.

Die **Kolbenringe** (Fig. 4—8) werden gewöhnlich aus zähem, weichem Gußeisen hergestellt und zunächst an den Stirnseiten und auf der Lauffläche

¹⁾ Die ersten Dampfmaschinen, die bekanntlich in England von James Watt seit etwa 1768 gebaut wurden, hatten mit Hanfliederung abgedichtete Kolben. Erst 1797, als man von der senkrechten zur wagerechten Zylinderlage übergegangen war, führte der Engländer Artwright, der Erfinder des mechanischen Webstuhles, die Metalldichtung für den Dampfkolben ein, wodurch die Anwendung eines höheren Dampfdrucks als bisher, und zwar bis 4 und 5 Atmosphären, ermöglicht wurde und zugleich der Dampfverbrauch der Maschine wesentlich sank.

abgedreht und zwar für einen größeren als den Zylinderdurchmesser. Hierauf werden sie in einer der nebenstehend ersichtlichen Weise aufgeschnitten und um die Strecke a verkürzt. Alsdann zieht man sie mittels einer Schelle zusammen, verbindet die Enden durch die aufgeschraubten Platten b oder lötet sie zusammen und dreht sie, nachdem die Schelle wieder abgenommen ist, auf die genaue Zylinderbohrung ab. Löst man dann die Verschraubung der Platten b bzw. die Lötstelle, so kommt die Federkraft des Kolbenringes zur freien Entfaltung und er preßt sich fest an den Zylinder an. Gewöhnlich erhält der Kolben zwei Kolbenringe, die so eingesetzt werden, daß die aufgeschlitzten Stellen gegeneinander versetzt sind.

Nach einem neueren Verfahren werden die Kolbenringe, um eine gleichmäßige und gleichbleibende Federung zu erzielen, unrund gegossen oder unrund gedreht; sie nehmen dann nach erfolgtem Aufschneiden und Zusammenpassen die kreisrunde Form an.

Die selbstspannende Kraft der Kolbenringe wird mitunter durch eine innen angebrachte Feder aus Flachstahl erhöht. An den Laufflächen sollen die Kanten der Kolbenringe nicht scharf, sondern ein wenig abgerundet sein, damit sie das Öl an der Zylinderwandung nicht abstreifen.

Will man einen neuen Kolben einsetzen, so dreht man die Dampfmaschine soweit herum, daß der Kreuzkopf ganz nahe am Zylinderdeckel, der Kurbelzapfen also im vorderen Totpunkte steht. Alsdann schiebt man die Kolbenstange samt dem Kolben soweit wie möglich in den Zylinder hinein und erfäßt die Kolbenstange mittels ihres Befestigungskeiles oder eines passenden Flacheisens in der Keilnute des Kreuzkopfes und dreht hierauf langsam am Schwungrade der Maschine den Kolben vollends in den Zylinder hinein. Die Kolbenringe müssen hierbei mit einer Schelle aus dünnem Flacheisen zusammengezogen werden, beim Hineinschieben des Kolbens bleibt die Schelle dann an dem Vorsprunge im Zylinder hängen und fällt herunter.

Doch ist auch üblich, die Kolbenringe durch Holzkeile, die zwischen Kolben und Zylinderbohrung eingeschlagen werden, zusammenzutreiben

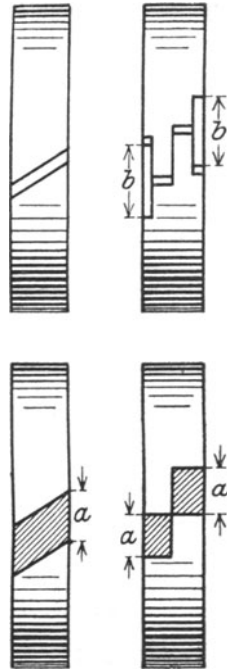


Fig 5 bis 8. Links Kolbenring mit schrägem Schlitze, rechts Kolbenring mit Treppenschlitze.

und den Kolben alsdann vollends in den Zylinder hineinzuziehen. Im übrigen ist auf die gute Befestigung des Kolbens große Sorgfalt zu verwenden, damit er sich nicht lockert.

Beim Herausnehmen des Kolbens (Fig. 9) löst man zuerst die Kolbenstange vom Kreuzkopfe los. Man kann dann, nachdem man zwischen Kolbenstange und Kreuzkopf ein Stück Eisen oder Holz geklemmt hat, den Kolben durch langsames Drehen am Schwungrad aus dem Zylinder herausziehen.

Zur Untersuchung, ob der Kolben dampfdicht abschließt, schraubt man den hinteren freiliegenden Zylinderdeckel ab und läßt alsdann Dampf vor den Kolben. Weniger gefährlich ist eine Besichtigung der inneren Zylinderwandung, wobei letztere sich spiegelglatt erweisen muß; matte

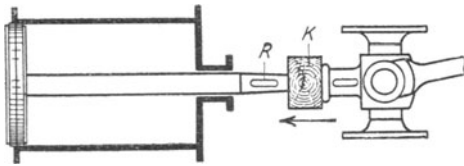


Fig. 9. Das Herausnehmen des Kolbens.

K = Keil zwischen Kreuzkopf und Kolbenstange.

Stellen werden von dem durch die undichten Kolbenringe hindurchgehenden Dampferzeugt. Sind die Laufflächen der Kolbenringe und der Zylinderwandung riefig geworden, so müssen die Kolbenringe erneuert und der Zylinder ausgebohrt werden. Starke Undichtheiten kann man auch durch Abhören am Zylinder oder durch Messung mit dem Indikator feststellen. Letzteres ist aber Aufgabe von sachverständigen Ingenieuren.

Die Kolbenstange. Der Kolben ist in der Mitte konisch durchbohrt und sitzt auf einem genau passenden Konus der Kolbenstange, auf welcher er mittels eines Keiles oder einer Mutter fest angezogen ist. Die Kolbenstangen werden aus Siemens-Martin-Stahl hergestellt. Bei liegenden langhubigen Maschinen und bei sehr großen Zylindern stehender Maschinen läßt man die Kolbenstange zweckmäßig auch durch den hinteren bzw. oberen Deckel hindurchgehen. Bei liegenden Maschinen benützt man durchgehende Kolbenstangen etwa von einem Kolbendurchmesser von 450 Millimeter an. Die durchgehenden Kolbenstangen haben den Vorteil, daß der Kolben von der Kolbenstange getragen wird, während derselbe bei einseitigen Kolbenstangen mit seinem ganzen Gewicht auf der unteren Zylinderwand lastet und der Zylinder mehr abgenützt wird. Aber auch die durchgehenden Kolbenstangen biegen sich bei schweren Kolben durch und es läuft dann der untere Teil der Stopfbüchsen schnell aus, so daß die Stopfbüchsen nicht dicht zu bekommen sind. Da man bei schweren Kolben zur Vermeidung diese Durchbiegung ganz außergewöhnlich starke Kolbenstangen anwenden

müßte, was man aber wegen der entstehenden Verringerung der Arbeitsfläche des Kolbens nicht tun kann, macht man die Kolben selbsttragend. Bei diesem Kolben wird auf dessen unteren Teil ein spitz verlaufendes Blech aufgenietet, welches den Zwischenraum zwischen Kolbenring und Kolbenkörper gerade ausfüllt.

Einige Firmen bauen wohl auch für solche Fälle die Kolbenstange etwas exzentrisch in den Kolben ein oder die Kolbenstange wird von Haus aus mit einer Durchbiegung nach oben angefertigt, so daß sie in eingesehstem Zustand durch das Kolbengewicht genau gerade gedrückt wird, oder der Kolbenkörper erhält zunächst das Maß des Zylinderdurchmessers; und es wird alsdann je nach dem Durchmesser, ein Span von 0,5 bis 2,5 mm Stärke exzentrisch abgenommen, so daß der Kolben unten, auf etwa ein Drittel seines Umfanges, unberührt bleibt und seitlich, sowie oben einen kleinen Spielraum gegen die Zylinderwandung hat. (Ausführung der Dresdner Maschinenfabrik und Schiffswerft Übigau.)

Die Kolbenstange ist genau und glatt zu drehen, zu schleichten und abzuschmirgeln, da die Abnützung der Stopfbüchsen durch eine glatte Kolbenstange sehr vermindert wird

2. Die Geradführung.

Die Stopfbüchsen haben die Aufgabe, die Kolbenstange gegen den Dampfdruck im Dampfmaschinenzylinder dampf dicht abzuschließen. Ist an der betreffenden Durchgangsstelle der Kolbenstange eine Luftleere in der Maschine vorhanden, so muß der durch die Stopfbüchse bewirkte Abschluß luftdicht sein und das Eindringen der Luft in die Maschine verhüten (Kondensationsmaschine). Der dichte Abschluß wird durch eine Packung erreicht, die infolge der unvermeidbarer Weise eintretenden Abnützung auswechselbar sein muß. Man unterscheidet Stopfbüchsen mit weicher Packung, mit Metallpackung, und mit gemischter — weicher und metallner — Packung. Die Stopfbüchse besteht ferner aus dem Grundring, der in die Zylinderwand eingeseht und aus Rotguß hergestellt ist, dem Stopfbüchsenfutter, welches die Packung enthält, und aus der Stopfbüchsenbrille, die in den meisten Fällen gleichfalls eine Rotgußbüchse erhält und durch das Anziehen mehrerer Schrauben in das Stopfbüchsenfutter hinein gegen das Packungsmaterial gepreßt werden kann, wodurch der erforderliche dichte Abschluß der Kolbenstange erzeugt wird.

Die Stopfbüchse mit weicher Packung (Fig. 10). Bei liegenden Dampfmaschinen wird die lichte Bohrung des Grundrings mit Rücksicht auf die Durchbiegung der Kolbenstange infolge des Kolbengewichtes etwa 1 Milli-

meter weiter als der Kolbenstangendurchmesser gemacht. Packungsmaterialien sind: Hanf oder Baumwolle und Asbest. Das Packungsmaterial muß möglichst weich fein und nicht hart werden; aus diesem Grunde verwendet man statt des Hanfes besser Asbest. Zur Erhöhung der Widerstandsfähigkeit der Packung und des gleichmäßigen Einlegens halber wird die Packung in Schnüre geflochten. Die für hohen Dampfdruck und für überhitzten Dampf bestimmten Packungsschnüre sind mitunter noch von dünnen Messing und Kupferdrähten durchzogen. Zur Schonung der Packung muß die Stopfbüchse möglichst lang und völlig mit Packungsmaterial ausgefüllt sein und gut geschmiert werden. Die Stopfbüchsenbrille darf daher nicht zu weit in die Stopfbüchse hineinragen; hat sich die Packung im Laufe der Zeit zu weit zusammengedrängt, so ist der frei

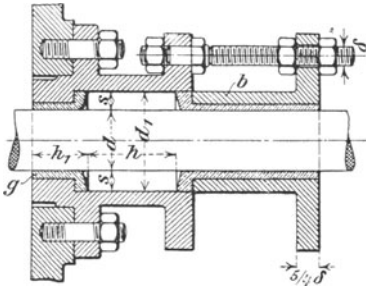


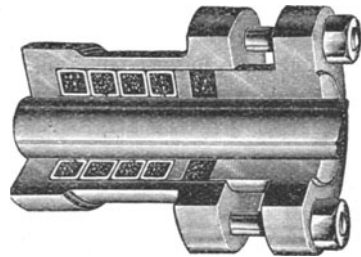
Fig. 10. Stopfbüchse für weiche Packung.
(Nach Freytag.)

gewordene Raum mit Packung auszufüllen. Die Packung muß vor dem Einsetzen reichlich mit Öl oder Talg durchdränkt und mit Graphit eingerieben sein. Das hierzu verwendete Öl muß einen möglichst hohen Siedepunkt haben, damit es auch bei hoher Erwärmung die Packung nicht angreift und nicht zu schnell verfliegt, da die Packung andernfalls sehr schnell trocken und unbrauchbar wird. Schlechte

und trocken gewordene Packung verursacht starke Reibung, schnelle Abnutzung der Kolbenstange und schweren Gang der Maschine. Große Sorgfalt ist auf gleichmäßiges Anziehen der Stopfbüchsenbrille zu verwenden, da andernfalls die nämlichen Nachteile entstehen. Sind an der Stopfbüchse keine besonderen Schmiereinrichtungen — Tropföler oder Dochtöler — vorhanden, so ist die Schmierung der hin- und hergehenden Kolbenstange mittels eines Handpinsels zu besorgen. Bläst die Stopfbüchse, d. h. läßt sie Dampf hindurchtreten, und ist die Packung trocken und hart geworden, so ist das gesamte Packungsmaterial zu erneuern, was bei regulärem Betrieb etwa halbjährlich zu erfolgen hat. Völlig verkehrt ist es, die Packung nur teilweise zu erneuern und die hinteren Packungsschnüre seltener auszuwechseln, da die Stopfbüchse alsdann nur durch übermäßiges Anpressen dicht zu bekommen ist.

Die Metallstopfbüchsen (Fig. 11—14) sind bei hohen Dampfdrücken, bei überhitztem Dampf und bei schnell laufenden den Maschinen unentbehr-

lich, da die weichen Packungen alsdann nicht standhalten, große Reibungsverluste und schnelle Abnutzung der Kolbenstange verursachen. Die Metallpackungen werden bei hocherhitztem Dampf aus Gußeisen hergestellt; für niedrigere Dampftemperaturen wird ein Kompositionsmetall verwendet, das sich bei hohen Überhitzungsgraden jedoch nicht als ausreichend erwiesen hat. Die neueren Metallstopfbüchsen bestehen aus einer Anzahl von Kammern; in jede Kammer sind ein oder zwei Dichtungsringe aus Gußeisen oder einer Metalllegierung dicht eingeschliffen. Bei der nebenstehend abgebildeten, weit verbreiteten Stopfbüchse der Firma Proell enthält jede Kammer zwei mehrteilige Ringe, die durch je eine um den äußeren Umfang geschlungenen



Schlauchfeder sanft an die Kolbenstange angedrückt werden und diese hierdurch abdichten. In senkrechter Richtung zur Kolbenstange müssen die Ringe etwas Spielraum haben, damit sie sich bei der Durchbiegung der Kolbenstange ein wenig auf- und abwärts bewegen können. Die Kammern werden durch den Stopfbüchsendeckel fest zusammengepreßt. Der letztere liegt vorn fest an der Stopfbüchse an, gegen die er oft durch eine weiche Packung abgedichtet ist. Er enthält ein Schmierloch, da die Metallstopfbüchsen ununterbrochen geschmiert werden müssen. Doch fehlt auch zuweilen die Schmiereinrichtung, wenn der Ölgehalt des Dampfes für die Schmierung ausreicht. Die Metallstopfbüchsen halten jahrelang ohne irgendwelche Reparaturen aus und verdienen mit Recht die weite Verbreitung, die

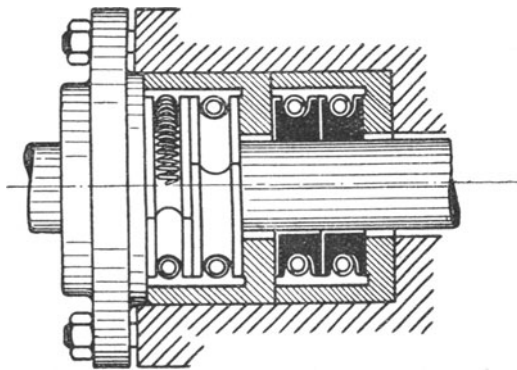


Fig. 12. Metallpackung von Dr.-Ing. Proell, Dresden.

abgedichtet ist. Er enthält ein Schmierloch, da die Metallstopfbüchsen ununterbrochen geschmiert werden müssen. Doch fehlt auch zuweilen die Schmiereinrichtung, wenn der Ölgehalt des Dampfes für die Schmierung ausreicht. Die Metallstopfbüchsen halten jahrelang ohne irgendwelche Reparaturen aus und verdienen mit Recht die weite Verbreitung, die

sie gefunden haben. Sind die mehrteiligen Ringe nach längerem Gebrauche ausgelaufen, so können sie durch Nachfeilen der Trennflächen wieder passend gemacht werden. Die Metallstopfbüchsen verlangen genau runde, glatte Kolbenstangen; sollen sie nachträglich, anstelle von Weichpackungen, angebracht werden, so ist die abgenutzte Kolbenstange vorher nachzudrehen und zu polieren.

Bei großen schweren Kolben läuft die Kolbenstange in einer genau aufgepaßten Tragbüchse. Dieselbe erhält reichliche Abmessungen, so daß

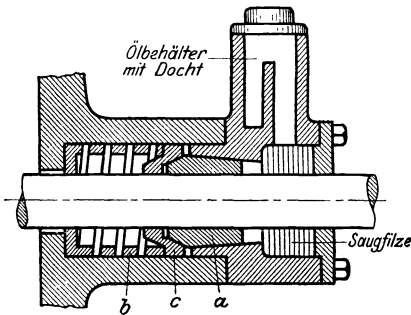


Fig. 13. Stopfbüchse für Lokomotiven. a = zweiseitiger, eingeschliffener Keil aus Weißmetall, b = Feder von etwa 30, 50 oder 75 kg Spannkraft je nach Kolbenstangendurchmesser, c = Preßring, preßt den Keil a gegen die Kolbenstange. Der Keil a ist zugleich Tragbüchse für die Kolbenstange, infolgedessen muß der lichte Durchmesser des Grundringes etwa 1 bis 1½ mm größer sein als der Durchmesser der Kolbenstange.

sind namentlich bei Lokomobildampfmaschinen in Anwendung (Lanzpackung). Da die Dichtungsringe ohne Anpressfedern ausgeführt werden, üben sie auch keinen Druck auf die Kolbenstange aus, so daß oft nach jahrelangem Gebrauch keine Abnützung an ihnen erkennbar ist. (Stopfbüchsen der Firmen Lanz, Mannheim und Wolf u. G., Magdeburg-Buckau.)

Die Howaldpackung ist eine **gemischte Packung** und fast ausschließlich bei Schiffsmaschinen in Anwendung. Sie setzt sich aus einer Anzahl von Metallringen zusammen, die mit ihren kegelförmigen Flächen aufeinander ausliegen. Die Ringe sind zweiteilig. Sind sie einem Druck in der Richtung der Stopfbüchsenbrille ausgesetzt, so gleiten sie auf ihren schrägen Berührungsflächen auseinander, wobei der eine Ring gegen die Kolbenstange, der andere gegen das Stopfbüchsenfutter gedrückt wird und die Abdichtung der Kolbenstange entsteht. Unter die Stopfbüchsenbrille

der Flächendruck durch die Kolbenstange klein bleibt und die Abnützung sehr gering ist. Die Anordnung der Tragbüchse, die bei manchen Stopfbüchsenkonstruktionen zugleich als Grundring ausgebildet wird, ist aus Fig. 71 S. 93 ersichtlich.

Zu den Metallpackungen gehören noch die **Labyrinthdichtungen** mit geschlossenen, gut auf die geschliffene Kolbenstange aufgepaßten metallenen Dichtungsringen und mit Labyrinthnuten, in denen die geringe hindurchtretende Dampfmenge verwirbelt. Sie

wird ein Ring aus Weichpackung gelegt. Die Packung ist behutsam anzuziehen, bis die Dichtung dicht hält; zu heftiges Anziehen ist schädlich und verursacht zu starke Pressung der Metallringe gegen die Kolbenstange, wodurch Heißlaufen der Kolbenstange und schwerer Gang der Dampfmaschine entstehen.

Der Kreuzkopf (Fig. 15) ist auf einem konischen Zapfen am vorderen Ende der Kolbenstange genau aufgepaßt und wird durch einen Keil festgehalten. Der Keil erhält, damit er sich nicht zufällig und von selbst lösen kann, eine Schraubensicherung und wird mittels eines Kupferhammers fest angezogen.

Der Kreuzkopf läuft mit den Gleitschuhen oder Gleitbacken in der Geradführung. Der einseitige (eingleisige) Kreuzkopf, der nur bei kleinen und stehenden Dampfmaschinen der leichteren Zugänglichkeit halber gebräuchlich ist,

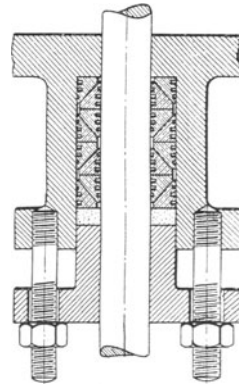


Fig. 14. Stopfbüchse der Howaldwerke, Kiel, für Schiffsmaschinen (nach Freitag).

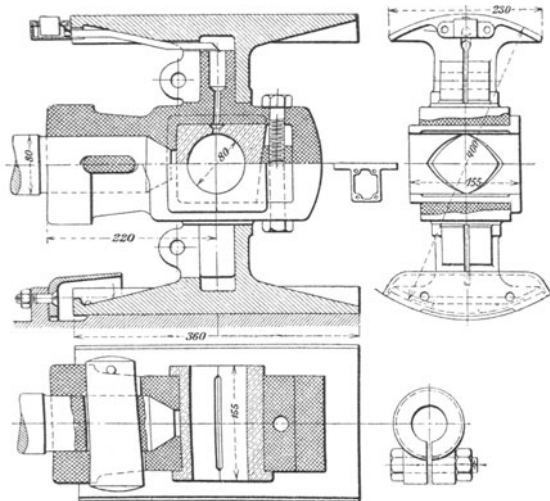


Fig. 15. Kreuzkopf mit verstellbaren Gleitschuhen. (Nach Freitag.)

läßt nur eine Umdrehungsrichtung der Dampfmaschine zu, wenn der Gleitschuh nicht während des Ganges von seiner Auflagefläche abgedrückt werden soll. Dreht sich eine Dampfmaschine wie in Fig. 22 Seite 34

angegeben, so wird der untere Gleitbacken auf den Führungsschlitten gedrückt, während der obere Gleitbacken keinen Druck gegen den Führungsschlitten ausübt. Ist eine solche Dampfmaschine mehrere Jahre gelaufen, so haben sich nur der untere Gleitbacken und der untere Führungsschlitten abgenützt. Der ganze Kreuzkopf hat sich dann gesenkt, so daß der obere Gleitbacken überhaupt nicht mehr an der Führung anliegt. Hat die Dampfmaschine die entgegengesetzte Umdrehungsrichtung, so wird nur der obere Gleitbacken gegen die Führung gepreßt, während der untere völlig entlastet ist. Die Gleitbacken können bei vielen Kreuzkopfkonstruktionen nachgestellt und abgenommen werden. Hierbei wird zunächst der Kreuzkopfbolzen herausgezogen, hierauf der Kreuzkopf samt der Kolbenstange und dem Kolben in der Geradföhrung herumgedreht, worauf man erst den einen und nach mehrmaligem Drehen des Kreuzkopfes auch den anderen Gleitbacken abnehmen kann. Die richtige Einstellung der abgenützten Gleitbacken ist ziemlich schwierig, da sie bei zu festem Einstellen schnell heiß laufen und festfressen. Da hiermit sehr unangenehme Betriebsstörungen verbunden sind, werden die Gleitbacken auch vielfach überhaupt nicht nachgestellt. Will man dennoch nicht darauf verzichten, so kann es durch Unterlegen von Messingscheiben oder mittels der etwa angebrachten Verstellvorrichtung (Muttern) geschehen. Damit ihre Abnützung möglichst gering ist, werden sie sehr reichlich bemessen und erhalten gute Schmiervorrichtungen. Man läßt deshalb die Maschinen meist wie in Fig. 22 umlaufen, da sich die Laufläche des unteren Gleitbackens besser in Öl halten läßt als die des oberen Backens.

Der Kreuzkopfbolzen wird mittels einer Mutter, die durch einen Splint oder eine Gegenmutter gegen zufälliges Lockern gesichert ist, fest angezogen. Sein mittlerer, zylindrischer Teil dient als Lagerstelle für die Kurbel- oder Pleuellstange und wird zur Verringerung der Abnützung vielfach an der Oberfläche etwa 1 bis 1½ mm tief glashart gemacht. Sein Kern muß jedoch weich bleiben, damit der Bolzen bei der stoßweisen Belastung nicht während des Ganges der Maschine abplagt. Große Sorgfalt ist auf die Schmierung des Kreuzkopfbolzens zu verwenden, die durch eine an seiner vorderen Stirnfläche angebrachte Schmiervorrichtung erfolgt und zu welchem Zwecke er mehrere Ölöcher und Ölnuten besitzt, die bei jedesmaligem Auseinandernehmen des Kreuzkopfes zu reinigen sind. Sind diese Ölgänge einmal verstopft, so treten sehr schnell Anfressungen am zylindrischen Teil des Bolzens ein, denn obgleich die Bewegung der Lagereifen auf dem Kreuzkopfbolzen sehr gering ist, so ist doch andererseits der

Druck, den die Kurbelstange ausübt, sehr beträchtlich und verursacht bei ungenügender Schmierung eine rasche Abnutzung der reibenden Flächen. Der Bolzen muß in die Lagerhälften, die mittels eines Keiles nachziehbar sind, genau eingepaßt sein und dicht anliegen, damit die Maschine beim Gange nicht klopft. Beim Nacharbeiten und Nachstellen der Lagerhälften ist darauf zu sehen, daß deren Trennflächen nicht zusammenstoßen, also einen schmalen Schlitze frei lassen.

3. Der Kurbelmechanismus.

Die Kurbelstange umschließt mit dem einen Ende den Kreuzkopfbolzen, mit dem andern den Kurbel- oder Krümmzapfen. Beim Gange der Maschine bewirkt sie eine Umkehrung der geradlinigen hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens und des Kreuzkopfes in die kreisförmige

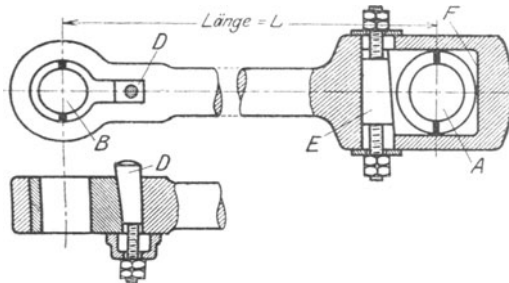


Fig. 16. Die Länge L der Kurbelstange darf beim Anziehen der Keile D und E nicht verändert werden.

Bewegung der Kurbel und der Hauptwelle der Maschine. Die Lagergehäusen der Kurbelstange werden aus zweiteiligen Rotgußgehäusen hergestellt und sind durch den Keil E nachstellbar, so daß bei einer etwaigen Abnutzung der Laufflächen, die sich während des Ganges der Maschine durch Rochen bemerkbar macht, die Lagergehäusen nach Abfeilen enger gestellt werden können. Beim Nacharbeiten ist zweierlei zu beobachten. Erstens muß zwischen den Trennflächen der Lagergehäusen ein Spalt freibleiben; liegen sie fest aneinander an, so ist ein Nachziehen mit dem Keil unmöglich. Zweitens muß beim Nacharbeiten der Lagergehäusen darauf gesehen werden, daß die Entfernung L zwischen den Mittelpunkten des Kreuzkopfbolzens und des Kurbelzapfens nicht verändert, also nicht verkürzt und nicht verlängert wird, da hierdurch der Kreuzkopf samt dem Kolben im Zylinder nach einer Seite verschoben wird. Würden z. B. in einer Kurbelstange (Fig. 16) die Keile D und E nach einem Nacharbeiten der Lagergehäusen

tiefer in die Lager eingetrieben, so würde sich die Länge L zwischen den Mittelpunkten des Kreuzkopfbolzens und des Kurbelzapfens vergrößern, d. h. die wirksame Länge der Kurbelstange würde vergrößert und der Kolben im Zylinder mehr nach dem hinteren Zylinderdeckel zu geschoben werden. Hat man daher die Lagerstellen einer derartigen Kurbelstange nachgearbeitet, so muß man eine solche nachteilige Längenänderung derselben dadurch vermeiden, daß man an den Stellen F Blechscheiben (dünnes Messingblech) einlegt. Es ist daher zweckmäßig, wenn man die vorderste und hinterste Stellung des Kreuzkopfes mittels einer Reißnadel ein für allemal dauerhaft an der Geradführung bezeichnet und sich nach Reparaturen an der Kurbelstange überzeugt, ob diese Zeichen noch stimmen. Beim Anbringen der Zeichen und beim Kontrollieren derselben ist auf die Ausdehnung der Kolbenstange infolge der Dampfwärme Bedacht zu nehmen.

Die Lagergehäusen der Kurbelstange müssen gut eingepaßt sein und dürfen nicht zu locker sitzen. Dem Schmieren des Kurbelzapfens ist wegen dessen hohen Beanspruchung durch Druck große Aufmerksamkeit zuzuwenden. Bei neueren Maschinen erhält der Zapfen Öllöcher, durch welche das Öl infolge der Zentrifugalkraft hindurchgedrückt wird. Der Maschinist tut gut, die Öllöcher öfter mit reinem Petroleum auszuspülen.

Der Kurbelzapfen und die Kurbel. Der Kurbelzapfen sitzt mit einem Konus in der Warze der Kurbel und wird mittels eines Querkeiles fest angezogen. Er kann jedoch auch eingeschrumpft werden, d. h. man erwärmt die Warze der Kurbel und schiebt den Kurbelzapfen in die durch die Erwärmung erweiterte Bohrung. Beim Erkalten schrumpft die Warze zusammen und hält den Kurbelzapfen sehr fest. Da die Erneuerung des Kurbelzapfens schwieriger als die der Lagergehäusen in der Kurbelstange ist, sucht man seine Abnutzung nach Möglichkeit zu verringern. Er wird deshalb aus Stahl (Ziegelstahl) hergestellt und mitunter auf der Oberfläche des Lagerhalses etwa 1 Millimeter tief gehärtet.

Die Kurbel wird gleichfalls auf die Welle aufgeschrumpft oder durch hohen Wasserdruck aufgestreßt und durch einen Keil oder eingebohrten Bolzen gegen etwaiges Verdrehen auf der Welle gesichert. Eine Erneuerung der Kurbel ist nur selten erforderlich. Mitunter lockert sie sich auf der Schwungradwelle oder ihre Warze reißt beim zu festen Anziehen des Kurbelzapfenkeiles auf. Derartige Beschädigungen bedingen eine Erneuerung der Kurbel. Das Abnehmen einer beschädigten Kurbel ist nur nach vorherigem Anwärmen möglich. Vor dem Aufziehen der Ersatzkurbel ist der Wellenhals zu überdrehen, damit sie besser sitzt.

Die Lager der Hauptwelle, von denen das neben der Kurbel befindliche auch Kurbellager heißt, werden mit zwei- bis vierteiligen Lagerföhlen ausgerüstet, die bei einer etwaigen Abnützung nachgestellt werden können. Das Nachstellen geschieht mittels Schrauben, Keilen oder Blechbeilagen. Auch hierbei ist zu beachten, daß durch das Nachziehen der Schrauben nicht die Mittelpunktslage der Schwungradwelle geändert wird. Es sind daher bei den drei- und vierteiligen Lagern die in wagerechter Richtung einander gegenüberliegenden Lagerföhlen stets zugleich anzuziehen.

Das Kurbellager und die Geradföhrung bilden ein gemeinsames Gußstück (Fram), an welchem der Zylinder angeschraubt ist. Der Zylinder ruht mit gußeisernen Füßen in einer Föhrung auf einer gehobelten Fundamentplatte, so daß er bei den unvermeidlichen Längenänderungen durch die Erwärmung sich ungehindert ausdehnen kann, während der Fram fest auf das Fundament geschraubt ist und seine Lage nicht verändern kann.

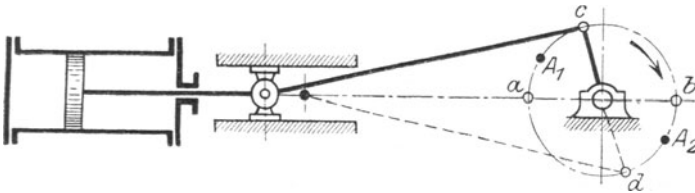


Fig. 17. Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine und Spannungsabfall des Dampfes.

Der Ungleichförmigkeitsgrad und die Kurbelstellung. Befindet sich der Kurbelzapfen in den Stellungen a und b, steht der Kolben also an den äußersten Enden seines Hubes, so vermag der im Zylinder auf den Kolben drückende Dampf die Maschine nicht in Bewegung zu setzen. Man nennt daher diese beiden Stellungen die „toten Punkte“ der Maschine. Um letztere über diese Stellungen hinwegzubringen, bringt man das Schwungrad an. Dasselbe speichert während der Drehung der Maschine von a nach b in seinem schweren Kranze so viel Arbeit an, daß die Maschine über die Totpunkte hinweggedreht wird. Sobald die Kurbel über die Totpunkte hinausgelaufen ist, beginnt der Dampfdruck eine drehende Bewegung derselben hervorzurufen; seine Wirkung wird am größten, wenn die Kurbelstange und die Kurbel senkrecht zueinander stehen (Punkt c, Fig. 17). Bei der Bewegung der Kurbel vom Punkte c nach b nimmt die nutzbare Wirkung des Dampfes in bezug auf die Drehung der Maschine wieder ab; bis sie im toten Punkte b ganz aufhört. Eine ähnliche Beschleunigung und Verzögerung der Umdrehungs-

geschwindigkeit spielt sich auch auf dem Wege der Kurbel von b nach d und von d nach a ab. Man ersieht demnach, die Maschine läuft an den verschiedenen Stellen während einer Umdrehung nicht mit ein und derselben, sondern mit einer ungleichmäßigen Geschwindigkeit und man spricht daher auch von **einem Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine.**

Der Ungleichförmigkeitsgrad und der Spannungsabfall des Dampfes (Fig. 17). Diese Ungleichförmigkeit wird nicht nur durch die Kurbelstellung, sondern auch durch die Verschiedenheit des Dampfdruckes vergrößert. Die Einlaßöffnung für den Dampf nach dem Zylinder wird, wie wir noch später bei der Besprechung der Steuerung sehen werden, geschlossen, sobald der Kolben nach dem Hubwechsel einen Teil seines Weges zurückgelegt hat. Während der Dampfeinströmung steht er unter der vollen Dampfspannung.

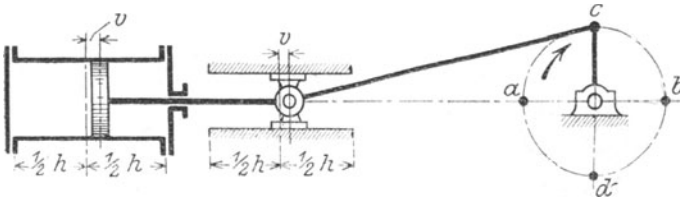


Fig. 18. Kolbenweg und Länge der Kurbelstange. Steht die Kurbel im Mittelpunkt c , so sind der Pleuelkopf und der Pleuel um die Strecke v über ihre mittlere Lage hinaus.

Nach dem Abschluß der Dampfeinströmung in den Zylinder wird der Kolben von der Kraft des abgesperrten Dampfes fortgetrieben, wobei die auf den Kolben wirkende Dampfspannung und die Geschwindigkeit der Maschine nach dem toten Punkte b zu abnehmen, d. h. der Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine wird während deren Umdrehung von a nach b um so größer, je größer der Spannungsabfall des Dampfes im Zylinder ist.

Auf dem unteren Halbkreis, während der Drehung der Maschine von b nach d und von d nach a , wird die Umdrehungsgeschwindigkeit nicht ganz so ungleichmäßig wie auf dem oberen Halbkreis $a c b$. Der Dampfdruck im Zylinder ist nämlich auf der Strecke von b bis etwa nach c am größten, d. h. gleich dem Kesseldruck, kann aber nicht zur Entfaltung der vollen Umdrehungsgeschwindigkeit der Maschine führen, da die wirksamste Kurbelstellung erst zwischen d und a erreicht wird und an dieser Stelle der Dampfdruck im Zylinder infolge der Expansion beträchtlich gefallen ist.

Der Einfluß der Länge der Kurbelstange auf den Pleuelweg. Wenn der Pleuelzapfen in einem der Totpunkte a und b steht (Fig. 18), be-

finden sich der Kolben und der Kreuzkopf selbstverständlich an ihren äußersten Stellungen. Befindet sich der Kurbelzapfen im Punkte *e*, hat er also auf dem Halbkreise von *a* nach *b* die Hälfte seines Weges zurückgelegt, so könnte man bei oberflächlicher Beurteilung meinen, es müßten nun auch der Kolben und der Kreuzkopf nicht mehr und nicht weniger als die Hälfte ihres Weges zurückgelegt haben und in der Mitte zwischen ihren Endstellungen stehen. Diese Annahme ist jedoch falsch. Stellen wir uns vor, der Kurbelzapfen hätte sich, um von *a* nach *c* zu gelangen, nicht auf dem Viertelskreisbogen, sondern zunächst von *a* aus nach dem Mittelpunkte *g* bewegt, so ist ohne weiteres klar, daß der Kolben und der Kreuzkopf alsdann ihre Mittelstellung einnehmen. Zieht man dann den Kurbelzapfen in senkrechter Richtung von *g* nach *e*, so werden hierbei der Kreuzkopf und der Kolben ein Stück über ihre Mittelstellung hinausgezogen. Wir sehen also, daß der Kolben bei der Drehung der Dampfmaschine von *a* nach *c* einen größeren Weg zurücklegt als bei der Drehung von *c* nach *b*. Bei der Drehung der Maschine von *b* nach *d* ist der Kolbenweg so groß wie bei der Drehung von *c* nach *b*, bei *d* *a* so groß wie bei *a* *c*. Es ergibt sich also auch eine Ungleichförmigkeit des Ganges der Dampfmaschine während einer Umdrehung derselben aus der Länge der Kurbelstange. Eine kurze Kurbelstange bewirkt, wie sich aus einem Vergleich ergibt, einen größeren Ungleichförmigkeitsgrad als eine längere Kurbelstange. Diese Schwankungen in der Umdrehungsgeschwindigkeit der Dampfmaschine übertragen sich natürlich auch auf die Arbeitsmaschinen, sind aber bei letzteren nur bemerkbar, wenn sie mit hoher Umdrehungszahl laufen, wie dies bei elektrischen Dynamomaschinen und Spinnmaschinen der Fall ist, während sie bei Werkzeugmaschinen, Schiffschrauben usw. nicht in die Erscheinung treten.

Der Füllungsausgleich. Von größerer Bedeutung ist aber die Ungleichförmigkeit der Kolbenbewegung für die Konstruktion der Steuerung. Daraus, daß der Kolben während der Drehung des Kurbelzapfens von *a* nach *c* einen größeren Weg zurücklegt als während der Umdrehung des Kurbelzapfens von *b* nach *d*, ergibt sich auf der Deckseite eine größere Füllung als auf der Kurbelseite. Es muß daher zur Erreichung gleicher Füllungen auf beiden Kolbenseiten der Dampfeinlaß auf der Deckseite des Zylinders etwas eher geschlossen werden als auf der Kurbelseite oder mit anderen Worten, es macht sich ein Füllungsausgleich erforderlich. Derselbe ist von der Umdrehungsrichtung der Maschine unabhängig. Erreicht werden gleiche Füllungen auf beiden Zylinderseiten bei Schiebersteuerungen durch entsprechende Einstellung oder Bauart des Schiebers, bei Ventilsteuern durch voneinander abweichende Formen der beiden

Einlaßsteuerhebel, durch ungleichmäßige Aufteilung der Einlaßerzenter oder durch verschieden lange Erzenterstangen. Bei manchen Dampfmaschinen mit sehr langer Kurbelstange und verhältnismäßig kleinem Kolbenhub wird auf diese verschiedene Einstellung der Steuerung und somit auf den Füllungsaußgleich verzichtet; doch ist letzterer bei Dampfmaschinen mit kurzer Kurbelstange und großem Kolbenhub nicht zu umgehen, weil in diesem Falle die beiderseitigen Füllungen zu ungleich groß ausfallen.

4. Die Steuerung und die Dampfverteilung.

Um die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens im Zylinder zu erzeugen, muß der gespannte Dampf abwechselnd auf die beiden Kolbenseiten wirken und zur Erzielung dieser Wirkung bei bestimmten Kolbenstellungen regelmäßig in den Zylinder einströmen und aus diesem wieder ausströmen. Aufgabe der Steuerung ist es nun, die hiernach erforderliche Dampfverteilung richtig zu bewerkstelligen, indem sie die Dampfeinlaß- und Auslaßkanäle am Zylinder regelrecht öffnet und schließt; und zwar unterscheidet man bei dem Arbeitsvorgange des Dampfes im Zylinder vier Abschnitte, die in nachstehender zeitlichen Reihenfolge nacheinander auf jeder der beiden Kolbenseiten auftreten: erstens die Einströmungsperiode, zweitens die Expansionsperiode, drittens die Ausströmungsperiode und viertens die Kompressionsperiode. Von einer gut gebauten Steuerung verlangt man, daß sich diese vier Abschnitte auf jeder Kolbenseite gleichmäßig wiederholen, so daß auf jeder Kolbenseite die gleiche Arbeit geleistet wird.

Die **Dampfeinströmung** in den Zylinder ist so geregelt, daß sie nur während eines Teiles des Kolbenhubes andauert und alsdann abgestellt wird, damit auch diejenige Arbeit noch nutzbar gemacht wird, welche der gespannte Dampf leisten kann, wenn er expandiert. Der Teil des Zylinder-raumes, auf den sie sich erstreckt, und der demnach mit Dampf von der vollen Drosselspannung gefüllt ist, wird als Füllung bezeichnet und nach seinem Verhältnis zum vollen Zylinderraume zahlenmäßig angegeben. Hält beispielsweise die Dampfeinströmung während des halben Kolbenweges an, so sagt man, die Dampfmaschine arbeitet mit 50 Prozent Füllung usw. Soll die Dampfmaschine den Anforderungen der gleichen Füllungsgrade auf beiden Kolbenseiten entsprechen, so ist beim Entwurf der Steuerungsvorrichtung darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Kolbenstellung, wie in Fig. 18 dargelegt ist, nicht nur von der Stellung des Kurbelzapfens, sondern auch von der Länge der Kurbelstange abhängig ist.

Die Füllung wird bei vielen Dampfmaschinen, deren Kraftabgabe

nicht gleichmäßig groß ist, sondern schwankt, veränderlich eingerichtet, so daß diese Maschinen zeitweise mit kleiner oder großer Füllung arbeiten können. Die Veränderung der Füllungen wird durch die Steuerung hauptsächlich dadurch bewirkt, daß die Einströmung bei kleinen Füllungen eher, bei großen Füllungen später abgeschlossen wird. Als größte Füllungsgrade, über die man nur selten hinausgehen sollte, kann man für Einzylindermaschinen 60 Prozent, für den Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen 70 Prozent annehmen, damit die Dampfmaschine bei vorübergehend hoher Belastung durch das Einrücken schwerer Arbeitsmaschinen ihre volle Geschwindigkeit behalten kann. Für Dauerbetrieb sind jedoch derart große Füllungen nicht geeignet, da hierbei die Expansionsperiode zu erheblich verkürzt und der Enddruck derselben zu hoch bleibt, so daß die Maschine unwirtschaftlich arbeitet.

Die Expansionsperiode. Nach der Beendigung der Dampfeinströmung wird der Kolben durch die Expansions(Ausdehnungs)kraft des im Zylinder eingeschlossenen gespannten Dampfes fortbewegt. Man nennt deshalb den auf die Einströmungsperiode fallenden Abschnitt des Arbeitsvorganges im Zylinder **die Expansionsperiode**. Während derselben fällt der Dampfdruck im Zylinder und zwar soll die Druckabnahme zur Erzielung einer guten Dampfausnützung möglichst bis nahe an den Druck erfolgen, den der Dampf beim Ausströmen aus dem Zylinder billigerweise haben muß. Läßt man die im Zylinder auftretenden Wärmeverluste durch Ausstrahlung, sowie die Verluste infolge von Undichtheiten des Kolbens und der Einlaßorgane (Schieber oder Ventile) außer Betracht, so müßte diese Spannungsabnahme in demselben Verhältnis abnehmen, wie der Kolbenweg zunimmt. Ist also der Kolbenweg nach dem Abschluß der Einströmung auf das Doppelte oder Dreifache vergrößert, so müßte, rein theoretisch betrachtet, die Spannung des expandierten Dampfes nur noch die Hälfte oder das Drittel von dessen Anfangsspannung betragen. Tatsächlich ist jedoch der Spannungsabfall während der Expansionsperiode infolge der erwähnten Wärme- und Dampfverluste etwas höher. Die Expansionsperiode und der bei ihrem Abschluß noch bestehende Dampfdruck im Zylinder stehen bei den Dampfmaschinen mit veränderlichen Füllungen in Wechselbeziehung zu dem jeweiligen Füllungsgrade. Bei großer Füllung, also bei langer Einströmungsperiode, wird die Expansionsperiode kurz und ihr Enddruck groß, und umgekehrt wird die Expansionsperiode lang und ihr Enddruck klein bei kleinem Füllungsgrad, also bei kurzer Einströmungsperiode. Da die Arbeitsleistung des Dampfes im Zylinder mit dem Aufhören der Expansionsperiode beendet ist, ergibt sich, daß die Ausnützung

des Dampfes am besten ist, wenn die Expansion des Dampfes im Zylinder weit getrieben wird, und zwar vom praktischen Standpunkte aus betrachtet, soweit, daß der Enddruck bei Auspuffmaschinen 0,6 bis 1,0 Atm. Überdruck, bei Kondensationsmaschinen eine Atmosphäre tiefer, also bei 0,6 bis 1,0 Atm. absolut, liegt und zwar im letzteren Falle sowohl bei Einzylinder- wie bei Verbundmaschinen. (Dubbel, Die Steuerungen der Dampfmaschinen.) Mit der Expansion ist auch eine beträchtliche Temperaturabnahme des Dampfes verbunden; hat letzterer eine Eintrittsspannung von 10 Atm. Überdruck und beträgt der Dampfdruck bei der Beendigung der Expansion nur noch 2 Atm., so nimmt dementsprechend die Dampftemperatur von 178,89 auf 119,77° C ab. Die Zylinderwandungen, der Dampfkolben und die Ein- und Auslaßkanäle sind also hierbei einer recht erheblichen Abkühlung ausgesetzt.

Die Ausströmungsperiode. Beim Rückgange des Kolbens strömt der Dampf aus dem Zylinder wieder aus. Den Druck, welchen der ausströmende Dampf im Zylinder hat, bezeichnet man als Gegendruck, da er dem Drucke des nunmehr auf der anderen Kolbenseite zur Wirkung gelangenden Frischdampfes entgegenwirkt und von letzterem überwunden werden muß. Bei den Auspuffmaschinen findet die Ausströmung ins Freie, bei Kondensationsmaschinen in den Kondensator statt, in welchem der Dampf durch starke Abkühlung, die durch kaltes Wasser bewirkt wird, zu Wasser (Kondenswasser) verdichtet (kondensiert) wird. Im ersteren Falle ist der Druck des ausströmenden Dampfes gleich dem äußeren Luftdruck vermehrt um den Druck, der zur Überwindung der Widerstände erforderlich ist, welche der ausströmende Dampf in den Auslaßkanälen findet. Im zweiten Falle ist dieser Druck infolge des Vakuums im Kondensator und der sehr kurzen Abdampfrohre um eine Atmosphäre niedriger. Hieraus ist ersichtlich, daß auch nach dem Abschluß der Expansionsperiode ein weiterer Druckabfall stattfindet, derselbe erstreckt sich aber nur auf einen verhältnismäßig kleinen Teil der Ausströmungsperiode, während des übrigen Teiles derselben bleibt der Gegendruck unverändert. Der Druck des ausströmenden Dampfes soll im Zylinder möglichst niedrig sein, damit der nunmehr auf der anderen Kolbenseite einströmende Frischdampf seine Wirkung voll zur Geltung bringen kann. Während der Ausströmung fällt die Dampftemperatur auf ihren niedrigsten Stand; betrug sie zu Anfang derselben 119,77° C (siehe oben), so geht sie $1\frac{2}{10}$ Atm. Auspuffspannung angenommen, auf 104,24° C zurück.

Die Kompressionsperiode. Ebenso wie die Einströmungsperiode, so erstreckt sich auch die Ausströmungsperiode nicht auf den vollen Kolbenhub. Hat der Kolben einen Teil seines Rückganges durchlaufen, so wird die Ausströmung des Dampfes durch das Schließen der Auslaßkanäle

beendet. Der im Zylinder noch verbliebene Dampf ist alsdann eingeschlossen, kann also nicht entweichen und wird auf dem weiteren Rückgange des Kolbens von diesem zusammengepreßt (komprimiert). Sein Druck steigert sich hierbei von der Spannung des Ausströmdampfes nahezu auf diejenige des Frischdampfes, so daß beim Wiedereröffnen des Dampfeinlaßkanales nur wenig Frischdampf erforderlich ist, um die Spannung des Dampfes im Zylinder auf die volle Höhe zu bringen. Die Kompression des Dampfes ist aber auch aus dem Grunde sehr nützlich, weil sie zum ruhigen Gang der Dampfmaschine viel beiträgt und durch sie die Stöße, die namentlich beim Hubwechsel im Gestänge und in den Lagerstellen auftreten, ausgeglichen werden.

Die Kompression hat eine Steigerung der Dampftemperatur im Zylinder zur Folge und zwar nähert sich diese um so mehr der Temperatur des Kesseldampfes, je mehr der Dampfdruck bei der Kompression ansteigt. War die Temperatur des Austrittsdampfes auf $104,24^{\circ}\text{C}$ während der Ausströmungsperiode zurückgegangen, so steigert sie sich nunmehr bei einem Enddruck von 6 Atm. Überdruck auf $164,03^{\circ}\text{C}$ und es fehlen bei Beginn der Einströmung nur noch $183,05$ bis $164,03 = 19,02^{\circ}\text{C}$ an der Temperatur des Kesseldampfes von 10 Atm. Überdruck. Die mit dem Frischdampf in Berührung stehenden inneren Maschinenteile werden daher während der Kompression bereits wieder vorgewärmt.

Die Vorein- und die Vorausströmung. Aus vorstehendem ist ersichtlich, daß der Dampf nur auf dem Hinwege, nicht aber auf dem Rückgange des Kolbens seine Arbeit verrichtet. Man läßt jedoch allgemein den Beginn sowohl der Einström- wie der Ausströmperiode nicht auf den Hubwechsel fallen, sondern beide vor demselben stattfinden, und man spricht deshalb von einer Voreinströmung und einer Vorausströmung. Die Voreinströmung hat den Zweck, schon in der Kolbentotlage das Auftreten des vollen Arbeitsdruckes im Zylinder zu sichern. Ist der Kolben in seine Totlage gelangt, so hat sich das Einlaßorgan um einen Betrag geöffnet, der als „lineares Voreilen“ bei Schiebern, als „Voröffnen“ bei Ventilen bezeichnet wird. Unter „Voreinströmung“ versteht man hingegen zumeist die Strecke, welche der Kolben von Beginn der Einströmung an bis zu seinem Totpunkt noch zurückzulegen hat. Die Steuerungen sucht man vorwiegend so zu konstruieren, daß die Größe des linearen Voreilens oder der Voreinströmung für die verschiedenen Füllungen unveränderlich bleibt. Zu großes Voreilen kann wegen des Druckwechsels im Kreuzkopf- und Kurbelzapfen stoßenden Gang des Gestänges und auch Dampfverlust verursachen. Im übrigen gibt das Voreilen ein Mittel in die Hand, um bei kleinen Füllungen günstige Kanal-

öffnungen zu erlangen, so daß sich in manchen Fällen eine Veränderung der Boreinströmung empfiehlt. Die Vorausströmung bezweckt, daß schon im Hubwechsel ein niedriger Gegendruck erzielt wird. Je höher die Umlaufzahl der Maschine und je größer die in den Dampfkanälen zugelassene Dampfgeschwindigkeit ist, um so reichlicher bemessen soll die Dauer der Vorausströmung sein, damit schon vor der Kolbentotlage genügende Dampfmenge abströmen können. Mit der Größe des Enddruckes bei der Expansion muß die Vorausströmung zunehmen, weil hierbei die starke Ausdehnung des auspuffenden Dampfes zu berücksichtigen ist. Bei kleinen Füllungen von Auspuffmaschinen geht der Enddruck der Expansionsperiode mitunter bis unter den äußeren Luftdruck herab. Eine große Vorausströmung hat in diesem Falle den Vorteil, daß im Augenblick des Eröffnens des Auslasses Luft in den Zylinder strömt und das Auftreten einer zu niedrigen Spannung in demselben verhindert. Als Höchstwert der Vorausströmung ist bei raschlaufenden Dampfmaschinen etwa 15 bis 20 Prozent des Kolbenweges zu wählen, bei langsam laufenden Maschinen soll sie mindestens 5 bis 7 Prozent betragen. (Dübel, Die Steuerungen der Dampfmaschinen.)

Die Stöße im Kurbel- und Kreuzkopfzapfen. Gelingt es dem Maschinisten nicht, trotz genau zusammengepaßter Lagerschalen das Klopfen des Kurbel- und Kreuzkopfzapfens zu verhüten oder schlagen sich die Lagerschalen derselben sehr schnell aus, so ist eine Untersuchung der Steuerung durch einen Fachingenieur eines Dampfesselüberwachungsvereins vorzunehmen zu lassen. Die Wirkung der Stöße beruht darin, daß der Kurbel- und der Kreuzkopfzapfen abwechselnd gegen ihre vorderen und hinteren Lagerschalen gepreßt werden. Dies tritt nicht beim Hubwechsel, sondern kurz vorher ein, wenn der Gegendruck auf dem Kolben den andern Druck überwiegt und zwar findet dieser Druckwechsel regelmäßig beim Übergang zur Kompressions- und Boreinströmungsperiode statt. Der Gegendruck auf den Kolben versucht hierbei die Maschine rückwärts zu drehen, wird aber durch die lebendige Kraft des Schwungrades, welches die Maschine während dieses kurzen Kolbenweges bis zum Hubwechsel fortzuschleppert, überwunden. Bei einer guten Steuerung vollzieht sich dieser Druckwechsel allmählich, so daß die Maschine stoßfrei arbeitet. Ist aber beispielsweise die Expansion kurz vor Hubende zu weit getrieben worden, so daß der Gegendruck auf den Kolben überwiegt und der Druckwechsel im Gestänge bereits während der Expansionsperiode erfolgt, so kann mit der Eröffnung der Ausströmung bei Auspuffmaschinen durch das Einströmen von Luft in den Zylinder ein nochmaliger Druckwechsel und ein harter Stoß im Gestänge erzeugt werden. Tatsächlich wird auch mancher Maschinist bemerkt haben,

daß seine Maschine bei normaler Belastung ruhig läuft, bei geringer Belastung, also bei kleiner Füllung, aber heftig klopft.

Für den ruhigen Gang einer Dampfmaschine ist ferner eine sehr sorgfältige Montage derselben in der Werkstätte und am Betriebsorte erforderlich, namentlich müssen der Kreuzkopf- und der Kurbelzapfen sowie die Hauptwelle genau parallel zueinander liegen und letztere einen genauen rechten Winkel zur Zylinderachse bilden. Die Fundamente sind sorgfältig anzulegen, damit sich nicht einzelne Teile der Maschine aus ihrer genauen Lage verschieben. Das Abstecken des Dampfmaschinenfundamentes ist am besten durch einen Transmissions- oder Dampfmaschinenmonteur vornehmen zu lassen, falls es an einem in diesen Arbeiten geübten Maurer fehlt. Im übrigen ist den Ursachen des etwaigen Hochens einer Maschine nachzugehen, das der Vorbote von beginnenden Zerstörungen sein kann. (Anbrüche des im Kreuzkopf befindlichen Kolbenstangenendes, Lockerung des Kolbens, der Kolbenstange, der Gelenke in der Geradföhrung, der sogenannten Zylinderseele bei Zylindern mit Dampfmänteln usw.)

5. Die Muschelschiebersteuerung.

Wie sich die vier Abschnitte der Dampfverteilung auf den Vorwärts- und Rückwärtsgang des Kolbens (auf ein Kolbenpiel) verteilen, zeigt am besten eine Besprechung der Muschelschiebersteuerung (Fig. 19 bis 27). Der hierbei verwendete Muschelschieber liegt in dem am Zylinder angebrachten Schieberkasten auf einer aufgeschraubten, ebenen Platte, dem Schieber Spiegel, dampfdicht auf. Vom Schieber Spiegel aus föhren in den Zylinder drei Kanäle, von denen der mittlere mit dem ins Freie föhrenden Abdampfrohr verbunden ist. Die Öffnung dieses Kanales ist stets vom Schieber überdeckt, so daß niemals Frischdampf durch ihn hindurch ins Freie gelangen kann. Der Schieber ist muschelförmig und nur auf seiner Grundfläche, über dem Dampfauslaßkanal offen. Seine hin- und hergehende Bewegung, die bedeutend kürzer als der Kolbenhub ist, wird durch ein Exzenter auf der Hauptwelle vollzogen, mit dem er durch die Exzenterstange verbunden ist.

Wird er nach rechts gezogen (siehe Fig. 21, 22), so gibt er den Kanal c frei; es strömt durch denselben der Dampf aus dem Schieberkasten in den Zylinder, und der Kolben, der sich infolge der Bauart der Maschine gerade am linken Zylinderende befindet, wird nach vorn geschoben. Während dieser Kolbenbewegung tritt der an der anderen Kolbenseite befindliche, niedergearbeitete Dampf durch den Kanal d in den Hohlraum des Schiebers

und von hier aus durch den Kanal o in das Abdampfrohr und aus letzterem ins Freie. Wird nun der Schieber nach der linken Seite gezogen, so gibt er den rechten Kanal d für den Dampfdurchtritt nach dem Zylinder frei, gleichzeitig wird der linke Kanal c mit der Auspufföffnung o verbunden, so daß der Kolben von rechts nach links geschoben wird. Man ersieht hieraus, daß durch die hin- und hergehende Bewegung des Schiebers die gewünschte Bewegung des Kolbens im Zylinder verursacht wird.

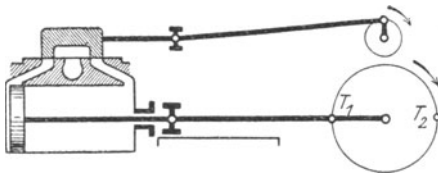


Fig. 19. Schieber ohne Überdeckung arbeitet nur mit zwei Dampfverteilungsabschnitten (Einführung und Ausströmung, während der Expansions- und der Kompressionsabschnitt fehlen).

Abmessungen des Schiebers und Stellung des Exzenters.

Würde man dem Schieber die in Fig. 19 angegebene Form und dem Exzenter die daselbst angegebene Stellung geben, so würde die Dampfeinströmung während des ganzen Hinganges des Kolbens an-

dauern und jedesmal im Totpunkte beginnen und erst im anderen Totpunkte aufhören. Dasselbe würde auch für die Ausströmung aus dem Zylinder gelten. Diese Steuerung würde demnach nur zwei Dampfab-

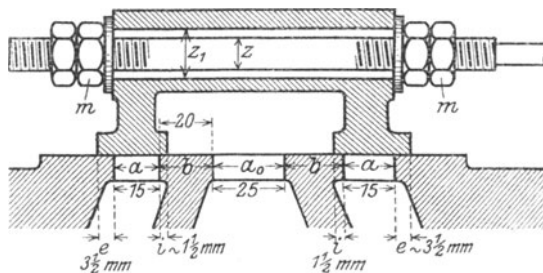


Fig. 20. Muschelschieber an einem Zylinder von 190 mm Durchmesser. Diese Figur gilt auch für die Kolbenschieber, nur daß bei diesen wegen der inneren Einförmung (Fig. 34 u. 35) die Überdeckungen e und i vertauscht sind.

schnitte ermöglichen; die Dampfeinströmung und die Dampfausströmung würden zu einem sehr hohen Dampfverbrauch führen, da der im Zylinder befindliche Dampf bis an das Hubende den vollen Dampfdruck besitzt und somit die in dem gespannten Dampf enthaltene Kraft nicht ausgenützt würde.

Diese Nachteile werden dadurch vermieden, daß die Lappen des Schiebers eine größere Breite als die Kanalbreite erhalten. Steht er in der Mittellage (Fig. 20), so verschließt er nicht nur die Ein- und Auslaf-

kanäle des Schieberspiegels, sondern er ragt nach beiden Seiten hin über die Kanten der Kanäle hinaus. Man nennt dieses Übergreifen die Deckung des Schiebers und zwar die Entfernung e die äußere und die Entfernung i die innere Deckung ($e =$ annähernd 3 bis 10, $i = 1,5$ bis 2,5 mm bei der noch zu besprechenden Meyersteuerung). Diese Abmessungen sind, wie wir in nachstehendem ersehen werden, für die richtige Dampfverteilung sehr wichtig; sie und die Breite der Dampfkanäle bestimmen die Länge des Schieberweges und den Hub und die Stellung des Schieberexzenters.

Der Schieber darf von den Muttern m nicht zu fest gehalten werden, aber auch nicht zwischen ihnen klappern, damit er keinen toten Gang bei seinem Hubwechsel hat; im übrigen muß er freie Bewegung in der Richtung gegen den Schieber Spiegel haben, so daß er infolge des Dampfdruckes fest auf diesem aufliegt. Aus diesem Grunde muß auch die Exzenterflange z in der Schieberbohrung z_1 genügenden Spielraum haben. Der Schieber darf nicht zu groß sein, damit seine Bewegung nicht zu viel Kraft erfordert und der Schieber Spiegel nicht zu sehr abgenutzt wird. Zur Verringerung der Reibung erhält der Schieber Spiegel unter den Laufflächen des Schiebers eine Anzahl Schmiernuten, die für den ölhaltigen Dampf zugänglich sind, die Schmierung des Schieberspiegels bewirken und den Schieber vom Dampfdruck gegen den Schieber Spiegel teilweise entlasten.

Die Dampf einströmung soll, wie zu Fig. 19 gesagt ist, sich nicht über den ganzen Kolbenhub erstrecken und auch bereits beginnen, bevor der

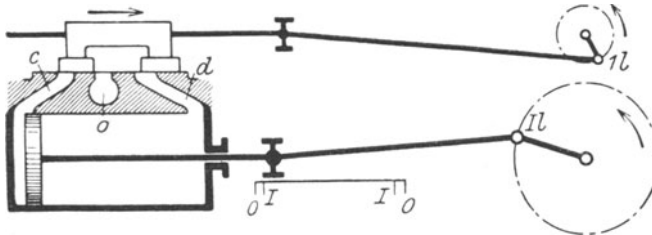


Fig. 21. Links vom Kolben: Beginn der Einströmung, zugleich Ende der Kompression. Die Maschine dreht sich links herum.

Kolben in die Totpunktstage gelangt ist. Der Schieber muß daher bei Beginn der Einströmung der Dampf einströmung um die äußere Deckung e nach rechts gezogen sein, wie dies Fig. 21 und 22 anzeigen. Das Exzenter kann dann auch nicht in der Mittelpunktstage wie in Fig. 19 stehen, sondern ist ein Stück, welches der äußeren Deckung e entspricht, über dieselbe hinausgedreht und eilt somit der Kurbel und dem Kolben gegenüber vor. Der Voreilungswinkel und das lineare Voreilen des Schiebers werden jedoch

nicht nach der Stellung der Steuerung bei Beginn der Einströmung, sondern gemessen, wenn die Kurbel und der Kolben im Totpunkte stehen, wie dies in Fig. 1 S. 5 angegeben ist. Die Einströmung vor der Totpunktlage be-

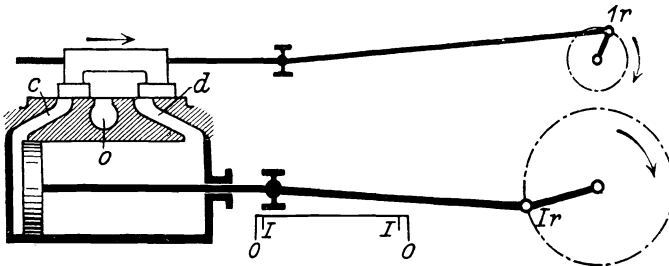


Fig. 22. Linke Seite des Kolbens: Beginn der Einströmung, zugleich Ende der Kompression. Die Maschine dreht sich rechts herum.

zeichnet man als Voreinströmung. Sie erstreckt sich auf einen sehr kleinen Kolbenweg, der gewöhnlich nur 2 Prozent des Kolbenhubes beträgt, d. h. wenn

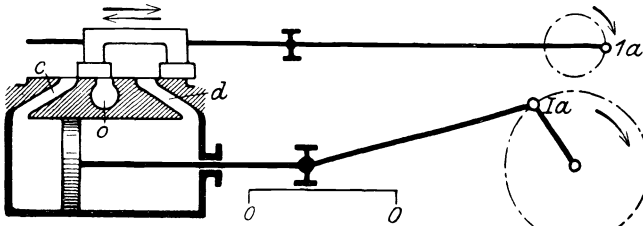


Fig. 23. Links vom Kolben: Die Einströmung ist voll geöffnet.

letzterer 400 mm groß ist, beginnt die Einströmung des Dampfes bereits wenn der Kolben noch 8 mm von der Totpunktlage entfernt ist. Steht das

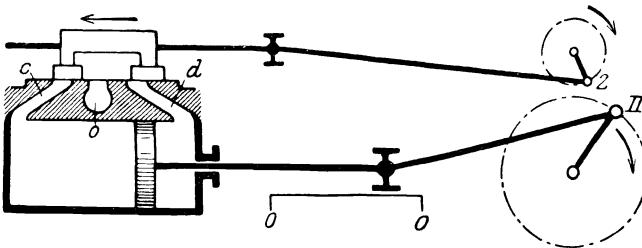


Fig. 24. Links vom Kolben: Ende der Einströmung, zugleich Beginn der Expansion. Erzenter in seinem Totpunkte — Fig. 23 —, so ist die Einströmung voll geöffnet, der Schieber steht dann am weitesten nach rechts, beginnt seinen

Weg nach links und verschließt den Einlaßkanal, d. h. er führt das Ende der Einströmung herbei, wenn er die Fig. 24 bezeichnete Stellung einnimmt. Dieselbe unterscheidet sich nicht von seiner Stellung bei Beginn der Einströmung, doch ist selbstverständlich die Exzenterstellung eine andere geworden, wie sich aus einem Vergleich der Fig. 22 und 24 ohne weiteres ergibt.

Aus Fig. 21 und 22 ist ersichtlich, daß **die Umdrehungsrichtung der Dampfmaschine durch die Stellung des Schieberexzenters zur Pleuel bestimmt ist.** Nach beiden Figuren stehen die Pleuel und die Schieber zu Beginn der Einströmung an den nämlichen Stellen, nur die Exzenter sind bei beiden verschieden gerichtet (bei der Linksdrehung nach unten, bei der Rechtsdrehung nach oben). Will der Heizer die Umdrehungsrichtung einer Dampfmaschine mit einer solchen Steuerung feststellen, so drehe er die Maschine in eine Totpunktslage; die Pleuel dreht sich alsdann nach dem Exzenter zu, d. h. letzteres eilt vor. Ferner läßt sich die Umdrehungsrichtung einer Dampfmaschine umkehren, wenn das Exzenter umgekehrt wird, wie dies den Fig. 21 und 22 entspricht.

Die Expansion. Nachdem der Schieber den Einströmungskanal verschlossen hat, und demnach kein Dampf mehr in den Pleuel eintreten

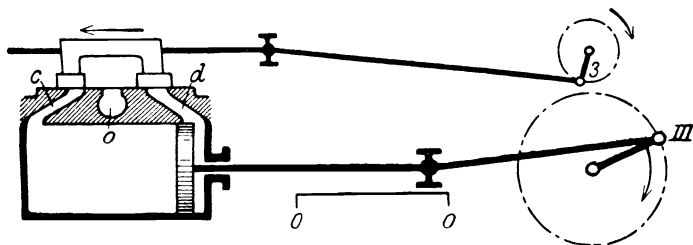


Fig. 25. Links vom Pleuel: Ende der Expansion, zugleich Beginn der Ausströmung.

kann (Fig. 24), treibt der eingeschlossene Dampf vermöge seiner Expansions- (Ausdehnungs-)kraft den Pleuel weiter. Hat sich hierbei der Schieber so weit bewegt, daß die innere Kante seines Lappens über den Einströmungskanal hinweggeht (Fig. 25), so tritt der im Pleuel eingeschlossene Dampf durch den Dampfkanal hindurch in die Muschel des Schiebers und von hier aus durch den Kanal 0 ins Freie. Ende der Expansionsperiode und Beginn der Ausströmungsperiode fallen also zusammen. Der Schieberweg, durch den die Dauer der Expansionsperiode bestimmt wird, ist gleich der Summe der äußeren und der inneren Deckung des einzelnen Schieberlappens, wie aus den Fig. 24 und 25 sofort zu erkennen ist. Um dieselbe Weglänge müssen sich auch die Exzenterstange und das Exzenter nach links

Der Füllungsausgleich. Wie wir bereits früher (S. 25) sahen, bewirkt die endliche Länge der Pleuellstange, daß die Füllung auf der Pleuelseite größer als auf der Pleuelseite des Pleuelzylinders ausfällt. Ein Mittel, diese Verschiedenheit bei der einfachen Pleuelsteuerung wenigstens annähernd auszugleichen, bietet zunächst die ungleichmäßige (unsymmetrische) Einstellung des Pleuelers und zwar so, daß er bei der Mittelstellung des Pleuelers nicht auch in der Mitte des Pleuelspiegels steht, wie dies in Fig. 19 und 20 abgebildet ist, sondern daß er um ein bestimmtes Stück nach der Pleuelseite zu abweicht (Fig. 28). Es ist ohne weiteres klar, daß

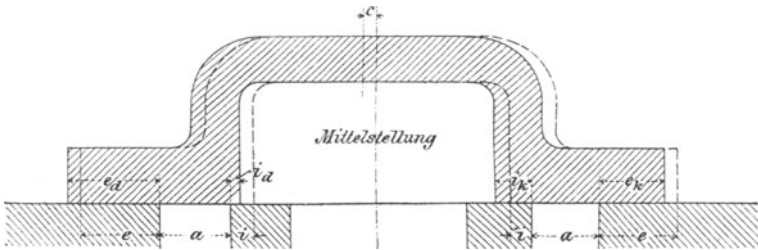


Fig. 28. Zum Zwecke des Füllungsausgleiches unsymmetrisch eingestellter Pleueler, wodurch die Überdeckung e (bei symmetrischer Einstellung) auf der Pleuelseite auf e_a verlängert ist und der Einlaßkanal auf dieser Pleuelseite später eröffnet und früher geschlossen, die Einströmungsperiode also entsprechend verkürzt wird.

hierdurch die äußere Überdeckung e auf dieser Seite ebenfalls um dieselbe Strecke vergrößert wird, so daß sich ein späterer Beginn und zeitigerer Schluß der Einströmung, d. h. eine kleinere Füllung als beim gleichmäßig eingestellten Pleueler ergibt. Auf der anderen Pleuelseite treten die umgekehrten Verhältnisse ein, die Füllung wird also hier durch den ungleichmäßig eingestellten Pleueler vergrößert. Durch die ungleichmäßige Einstellung des Pleuelers darf man jedoch die Ungleichheit der Füllung nicht völlig aufheben, damit das lineare Pleuel, welches auf der Pleuelseite verkleinert und auf der Pleuelseite vergrößert wird, auf beiden Seiten innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt.

Eine etwas größere Freiheit in der Ausgleichung der beiderseitigen Füllungen erhält man, wenn man die Pleuelerlappen verschieden groß macht, den Pleueler also unsymmetrisch ausbildet, statt ihn nur unsymmetrisch einzustellen.

Vergrößert wird bei der einfachen Pleuelsteuerung die Ungleichheit der beiderseitigen Füllungen durch die endliche Länge der Pleuelstange, die auf die Bewegung des Pleuelers in verkleinertem Maßstabe ebenso

einwirkt wie die Länge der Kurbelstange auf die Bewegung des Kolbens. Eine Verminderung der Ungleichheit läßt sich aber drittens noch erzielen, wenn das Exzenter diametral der gewöhnlichen Stellung aufgekeilt wird, so daß der Voreilungswinkel um einen Halbkreis (180°) vergrößert ist. Bedingung ist dann, daß in die Übertragung zwischen Exzenter- und Schieberstange eine Schwinde (doppelarmiger Hebel) eingeschaltet oder ein Schieber mit innerer Einströmung verwendet wird.

Nachteile und Vorzüge der Schiebersteuerung. Die Drosselung des Dampfes. Beim Abschluß der Einströmungsperiode erfolgt eine allmähliche Verengung des Einströmungskanales. Es kann dann nur noch eine sehr geringe Dampfmenge in den Zylinder einströmen. Da sich der Kolben zu dieser Zeit ungefähr in der Mitte des Zylinders befindet und sehr rasch bewegt, fällt trotz der noch nicht unterbrochenen Dampfeinströmung der Dampfdruck im Zylinder. Die Expansion beginnt daher etwas früher als in der Skizze 24 angegeben. Man nennt diese Periode die Drosselung des Dampfes, die im allgemeinen nicht vorteilhaft für den Dampfverbrauch der Maschine ist.

Dieselbe Erscheinung tritt auch bei der Beendigung der Ausströmung des Dampfes ein, nur daß in diesem Falle das allmähliche Abschließen des Ausströmungskanales das Ausströmen des Dampfes verhindert, so daß sich der Dampfdruck steigert und die Kompression schon früher beginnt.

Dieses schleichende Schließen der Ein- und Ausströmungskanäle ist ein Nachteil der Schiebersteuerung. Man macht deshalb die Kanäle sehr hoch und schmal, so daß der Schieberweg sehr kurz wird. Ungünstig ist ferner, daß der Dampf durch denselben Kanal ein- und ausströmt; da der ausströmende Dampf eine niedrigere Temperatur hat als der einströmende Dampf und infolgedessen die Kanäle beim Ausströmen des Dampfes abgekühlt werden, so daß beim Einströmen Abkühlungsverluste entstehen. Auch möchten die Ausströmungskanäle weiter sein als die Einströmungskanäle, da der ausströmende Dampf infolge seiner im Zylinder stattgefundenen Expansion ein größeres Volumen hat.

Trotzdem wird die Schiebersteuerung sehr viel angewendet, da diese Nachteile nur von untergeordneter Bedeutung sind und sie den Vorzug großer Einfachheit und guter Übersichtlichkeit besitzt.

Die schädlichen Räume. Der Dampfkolben muß in seinen äußersten Stellungen von den Zylinderdeckeln noch ein Stück, je nach der Größe der Dampfmaschine etwa 3 bis 6 mm, abstehen. Die durch diese Entfernungen und die zugehörigen Dampfkanäle gebildeten Räume heißen die schädlichen Räume. Ihre schädliche Wirkung besteht darin, daß sie bei

jedem Hubwechsel mit soviel frischem Dampf gefüllt werden müssen, bis darin die Anfangsspannung herrscht. Da der Dampf auch bei der Kompressionsperiode nicht den vollen Dampfdruck und dessen Temperatur erreicht, aber während der Voreinströmung auf den Druck und die Temperatur des Frischdampfes gebracht werden muß, ergibt sich bei großen schädlichen Räumen ein höherer Dampfaufwand als bei kleinen schädlichen Räumen. Die schädlichen Räume sollen daher möglichst klein gehalten werden, wobei zu berücksichtigen ist, daß ihr Hauptanteil nicht auf den Spielraum zwischen Kolben und Zylinderdeckel, sondern auf die Dampfkanäle entfällt. Durch große Dampfkanäle werden auch die Abkühlungsflächen für den Dampf vergrößert, so daß man auch von schädlichen Flächen spricht.

Das Einstellen der Steuerung wird beim Bau der Dampfmaschine in der Werkstätte und bei der Aufstellung besorgt. Man bezeichnet hierbei die Stellen, an denen sich der Kolben in den Totpunktslagen der Kurbel befinden muß, durch Striche an der Gradführung des Kreuzkopfes. Auch die Kolbenstellungen bei Beginn der Dampfeinströmung und mitunter auch die sonstigen Abschnitte der Dampfverteilung werden in derselben Weise an der Gradführung gekennzeichnet. Die zu jeder dieser Kolbenstellungen gehörige Schieberstellung wird außerdem auf dem Schieber Spiegel mittels einer Reißnadel angezeichnet. Diese Bezeichnung bringt man möglichst an der betriebswarmen Maschine an, damit die Verlängerung der warm gewordenen Kolbenstange berücksichtigt wird. Bei Reparaturen am Kolbengefänge, an den Schieber- und Exzenterstangen muß dann der Maschinist den Schieberkastendeckel abnehmen und sich davon überzeugen, ob die Schieber- und Kolbenstellungen noch in der anfänglich gekennzeichneten Weise übereinstimmen. Ungenauigkeiten verursachen eine ungleichmäßige Dampfverteilung, die einen größeren Dampfverbrauch und einen ungleichmäßigen Gang der Maschine zur Folge hat. Größere Abweichungen machen sich bei Auspuffmaschinen durch ungleichmäßiges Ausstoßen des Dampfes bemerkbar.

Ob eine äußerlich in Ordnung befindliche Dampfmaschinensteuerung richtig eingestellt ist und fehlerlos arbeitet, kann im übrigen nur durch Indikatorversuche festgestellt werden, was ausschließlich Aufgabe von Fachingenieuren ist.

Ausnützung des Dampfes im Zylinder. Die Temperatur im Zylinder ist beim Einströmen des Dampfes hoch, während der Expansion und Ausströmung nimmt sie ab, während der Kompression nimmt sie wieder zu. Die Zylinderwandungen sind also abwechselnd kühl und heiß.

Je mehr die Wärme des Dampfes im Zylinder ausgenutzt wird, um so besser arbeitet die Maschine. Zur Verhütung von Wärmeverlusten werden die Zylinder und die Rohrleitungen mit Isoliermassen eingepackt. Die Ausnützung der Wärme in der Dampfmaschine ist sehr gering. 1 kg Dampf von 10 Atm. Überdruck enthält 661 Wärmeeinheiten, 1 kg Dampf von 1 Atm. Druck 637 Wärmeeinheiten. Da nun die Dampfmaschine den Dampf nur soweit aufarbeiten kann, daß er im besten Falle mit wenig mehr als 1 Atm. Druck den Zylinder verläßt, so können in dem angeführten Falle höchstens $661 - 637 = 24$ Wärmeeinheiten nutzbar gemacht werden. Für gewöhnlich wird aber bei den besten Dampfmaschinen selten über 0,85% dieser Wärmemenge nutzbar gemacht. Die übrigen 15% werden in der Dampfmaschine selbst aufgezehrt; bei älteren Dampfmaschinen oft ganz erheblich mehr.

6. Die Steuerungen mit veränderlichen Füllungen.

a) Expansionssteuerung mit zwei Schiebern.

1. Die Meyersteuerung. (Fig. 29 bis 30.)

Die bisher besprochene Muschelschiebersteuerung hat den Nachteil, daß sie keine Veränderung der Dampfverteilung gestattet. Eine damit ausgestattete Dampfmaschine arbeitet stets mit der gleichen Füllung, Expansion, Ausströmung und Kompression. Sinkt der Kraftbedarf einer solchen Dampfmaschine, so bewirkt man die Minderung der Leistung und des Dampfaufwandes dadurch, daß man die Dampfzufuhr durch ein Drosselventil, das vom Regulator geöffnet und geschlossen wird, vermindert. Es arbeitet alsdann die Maschine mit verringerter Spannung. Diese Methode ist indes für den Dampfverbrauch nicht vorteilhaft. Man wendet daher die einfache Muschelschiebersteuerung nur für bestimmte Dampfmaschinen mit nahezu gleichmäßigem Kraftbedarf an; also z. B. für Pumpen, Lokomotiven, Walzenzugmaschinen und für kleine Dampfmaschinen, die unmittelbar zum Antrieb von einzelnen Arbeitsmaschinen dienen (Schleudermaschinen, Krane usw.).

An Dampfmaschinen für veränderlichen Kraftbedarf bringt man jedoch Steuerungen an, welche statt der Drosselung des einströmenden Dampfes eine Veränderung der Füllung des Dampfmaschinenzylinders mit Frischdampf vom vollen Kesseldruck ermöglichen. Da sich hierbei aber auch die Expansionsperiode verändert, sagt man, die Maschine arbeitet mit veränderlicher Expansion. Die einfachste und gebräuchlichste derartige Schiebersteuerung ist die seit 1842 ausgeführte Meyersteuerung.

Dieselbe hat zwei Schieber, den Grundschieber G und die Expansionschieber E_1 und E_2 . Der Grundschieber bewegt sich auf dem Schieber Spiegel. Er ist wie ein gewöhnlicher Muschelschieber gebaut, doch besitzt er abweichend von diesem an beiden Seiten zwei Einströmkänäle. Auf dem Rücken des Grundschiebers bewegen sich zwei Platten, die Expansionschieber E_1 und E_2 hin und her, wodurch die Einströmkänäle des Grundschiebers abwechselnd geöffnet und geschlossen werden. Der Grundschieber ist mit dem zugehörigen Exzenter wie der gewöhnliche Muschelschieber verbunden. Die Expansionschieber sind hingegen mit ihrer Schieberstange durch Gewinde verbunden und zwar die eine Platte mit rechtsgängigem, die andere Platte mit linksgängigem Gewinde. Außerhalb des Schieberkastens sitzt auf der Expansions-

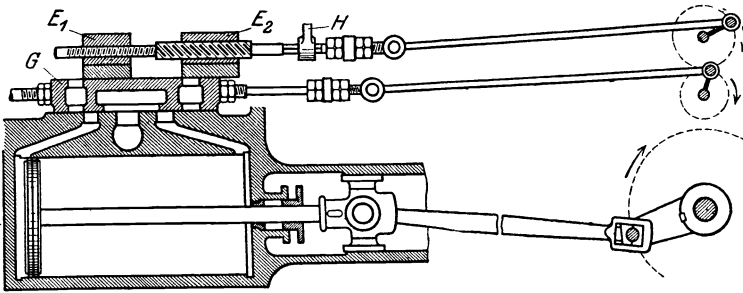


Fig. 29. Meyersteuerung. Links vom Kolben: Beginn der Einströmung. Rechts vom Kolben: die Ausströmung ist bereits geöffnet.

schieberstange ein Handrad (siehe Fig. 31), mittels dessen die Stange gedreht werden kann. Das entgegengesetzte Gewinde bewirkt nun, daß sich beim Drehen am Handrade die Expansionschieberplatten einander nähern oder voneinander entfernen. Sind sie einander genähert worden, so schließen sie die Einströmungskänäle im Grundschieber später ab, so daß die Füllung des Dampfzylinders und die Leistung der Maschine vergrößert werden. Sind die Expansionschieber jedoch durch entgegengesetztes Drehen am Handrade weiter auseinandergeschoben worden, so schließen sie bei ihrer Gleitbewegung auf dem Grundschieber dessen Einströmkänäle zeitiger ab, so daß die Füllung im Zylinder und die Leistung der Maschine kleiner werden. Dicht hinter dem Handrade befindet sich eine Skala mit einem Zeiger, wodurch die jeweilige Füllung der Maschine angezeigt wird. Bei besseren und größeren Dampfmaschinen reguliert man indes die Füllung nicht durch Drehen an dem Handrade, sondern man richtet eine selbsttätige Verstellung der Expansionschieber ein, indem man den Regulator mit der Expansionschieberstange verbindet. Auf letzterer wird dann

ein kleines Zahnrad angebracht, das durch einen mit einem Zahnradsegment versehenen Hebelarm vom Regulator gedreht wird.

Das Exzenter für den Expansionschieber erhält einen etwas größeren Hub als das Grundschieberexzenter. Seine Exzentrizität ist ungefähr entgegengesetzt der Kurbelstellung gerichtet (siehe Fig. 29 u. 30). Für Dampfmaschinen mit Umsteuerung macht man seinen Voreilungswinkel $= 90^\circ$, d. h. er liegt genau entgegengesetzt zur Kurbel, da diese Stellung sowohl für den Vorwärts wie auch für den Rückwärtsgang passend ist und infolgedessen bei der Umsteuerung nur der Grundschieber verstellt zu werden braucht, während die Stellung des Expansionschiebers und des zugehörigen Exzenters unverändert bleiben kann.

Macht sich infolge von Reparaturarbeiten an dem Steuerungsgestänge einer Meyersteuerung deren Neueinstellung erforderlich, sind also beispielsweise die Lagerungen von Gelenkholzen erneuert worden, so hat der Maschinist folgendes zu beachten. Der Grundschieber ist so einzustellen, daß die Dampfeinströmung an beiden Zylinderseiten in gleichen Entfernungen der Kolben von den Totpunktlagen beginnt. Hierbei muß der Maschinist den Schieberkasten öffnen, die

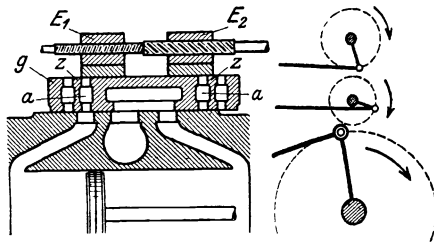


Fig. 30. Meyersteuerung. Der Grundschieber ist ein Kosschieber. Links vom Kolben: Abschluß der Einströmung. Rechts vom Kolben: Ausströmung voll geöffnet.

Maschine so drehen, daß die für den Beginn der Dampfeinströmung festgesetzten Striche an der Geradföhrung und an dem Kreuzkopfschub übereinstimmen, und sich überzeugen, daß der Grundschieber bei diesen Kolbenstellungen den Dampfeinlaß nach dem Zylinder freizugeben beginnt (siehe den Abschnitt über das Einstellen der Muschelschiebersteuerung Seite 40).

Bei der Einstellang der Expansionschieberplatten ist zweckmäßig von einer mittleren Füllung, etwa 25%, auszugehen, deren Kolbenstellungen gleichfalls an der Geradföhrung bezeichnet sein müssen. Ist die Maschine auf diese Zeichen eingestellt, so müssen die Expansionsplatten so stehen, daß sie das Ende der Dampfeinströmung herbeiföhren (Fig. 30). Es ergibt sich dann von selbst, daß die Expansionschieberplatten nicht genau symmetrisch zum Grundschieber stehen. Diese ungleichmäßige Stellung ist dadurch bedingt, daß, wie wir Seite 24 sahen, die Kolbenstellung von der Kurbelstangenlänge in gewissem Maße abhängig ist.

Diese Einstellung der Expansionschieber für einen bestimmten Füllungsgrad an beiden Zylinderenden kann zwar nicht bewirken, daß beim weiteren Verstellen derselben während des Ganges der Maschine die Füllungsgrade zu beiden Seiten des Kolbens gleich bleiben, doch werden die hierbei sich unvermeidlicherweise ergebenden Verschiedenheiten besser verteilt. Aus letzterem Grunde erhält mitunter auch die Gewindespindel des Expansionschiebers Gewinde mit verschiedenen Ganghöhen. Geht man beim Bau der Steuerung von einer kleinen Füllung aus, so ist diese Ganghöhe bei dem nach der Kurbelseite zu gelegenen Gewindeteil größer als auf dem anderen Gewindeteil (Fig. 29 u. 30). Hierdurch wird erreicht, daß sich beim Einstellen der Expansionschieber auf eine größere Füllung diese Expansionsplatte weiter als die andere fortbewegt und die von ihr gesteuerte Dampfeinströmung etwas längere Zeit offen läßt, bis der Kolbenweg auf dieser Zylinderseite ebenso lang wie der auf der anderen Zylinderseite ist. Geht man beim Bau der Steuerung von einer großen Füllung aus, so müssen die Ganghöhen der Gewinde umgekehrt angeordnet sein, damit die nach der Kurbelseite zu gelegene Expansionsplatte die Dampfeinströmung etwas später abschließt.

Um einen schnelleren Abschluß der Dampfeinströmung zu erreichen, wird der Grundschieber, wie Fig. 30 zeigt, mitunter noch als Spalt- oder Klotzschieber ausgeführt. Durch die hierbei eintretende Zerlegung der Dampfeinströmungskanäle durch die Zwischenstege z ist der Dampfabschluß nach dem Zylinder bereits möglich, wenn die Dampfeinströmung nur noch durch die inneren Kanäle a des Grundschiebers erfolgt.

Bei großen Dampfmaschinen ist auch die Trennung der Meyersteuerung nach den Zylinderseiten gebräuchlich, wie aus Fig. 31 ersichtlich ist. Es

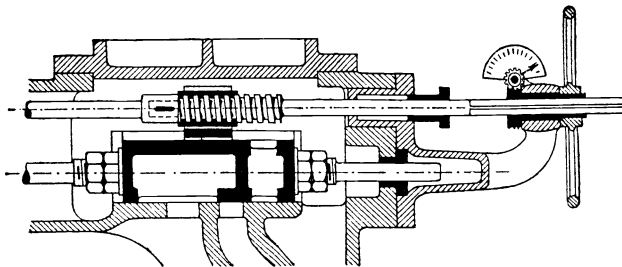


Fig. 31. Meyersteuerung, getrennt nach den Zylinderseiten. (Nach Leist.)

sind dann zwei Grundschieber an einer gemeinsamen Verbindungsstange vorhanden, von denen jeder einen Expansionschieber trägt. Das an der Außenseite der Expansionschieberstange befestigte Handrad mit Skala dient zum Verstellen der Steuerung während des Ganges.

2. Die Ridersteuerung.

Dieselbe (Fig. 32) besteht aus dem Grundschieber G der auf dem Schieberpiegel des Zylinders hin- und hergleitet. Auf dem Rücken des Grundschiebers bewegt sich der Expansionschieber Ex , der die Form einer dreieckförmigen Platte hat. Die Durchlaßkanäle des Grundschiebers münden in den Schieberpiegel, wie bei der Meyersteuerung, in langgezogene rechteckige Öffnungen aus, während sie auf seinem Rücken dieselbe schräge Form wie die schrägen Ranten des Expansionschiebers haben. Auf der Zeichnung sind sie mit k_1 und k_2 bezeichnet und schraffiert. Der Expansionschieber Ex bewegt sich nicht nur wagerecht (in der Richtung der Exzenterstange), sondern er wird dadurch, daß letztere mit der Hängestange R des Regulators verbunden ist und von dieser gedreht wird, auch je nach der Belastungsänderung der Maschine in senkrechter Richtung auf dem Grund-

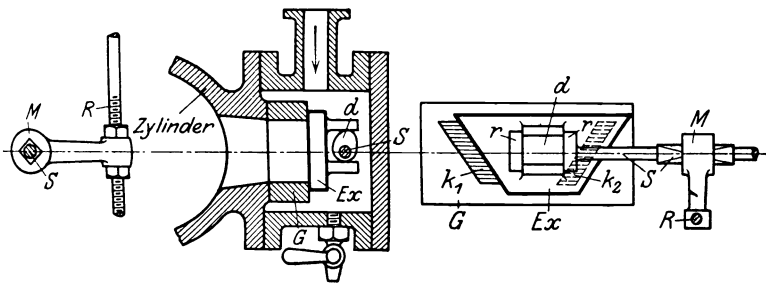


Fig. 32. Die Ridersteuerung. d = exzentrischer Daumen, der fest auf der Stange S des Expansionschiebers Ex sitzt und letzteren in senkrechter Richtung verschiebt. k_1 und k_2 = Einlaßkanäle im Grundschieber G . R = Regulatorstange, die mittels des Hebels M die Stange S der erforderlichen Füllung entsprechend dreht.

schieber nach oben oder nach unten hin verschoben. Wird er hierbei nach unten verschoben, so verschließt er die Dampfeinlaßöffnungen k_1 und k_2 des Grundschiebers zeitiger, die Füllung im Zylinder wird kleiner und die Dampfmaschine geht langsamer. Geht die Maschine zu langsam, ist sie also stark belastet, so fällt der Regulator nach unten und dreht die Exzenterstange S in entgegengesetzter Richtung. Hierdurch wird der Expansionschieber mehr nach oben verschoben und die Einlaßöffnungen des Grundschiebers später verschlossen. Die Füllung im Zylinder wird hierbei vergrößert und die Maschine läuft schneller. Die Drehung der Stange des Expansionschiebers wird durch den fest mit ihr verkeilten oder auf ihr aufgeschweißten Daumen d auf den Riderschieber übertragen. Der linke Teil Fig. 32 zeigt die Verbindung des Regulators mit der Stange des Expansionschiebers. Letztere hat ein Vierkant, welches vom Hebel M um-

geschlossen ist, so daß sie beim Heben und Senken desselben, was durch die Hängestange R des Regulators (siehe auch Fig. 55 S. 67) bewirkt wird, eine Links- oder Rechtsdrehung erhält. Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die geschilderte Auf- und Abwärtsbewegung des Expansionschiebers der Nidersteuerung sich viel leichter durchführen läßt und nur eine viel geringere Verdrehung der zugehörigen Exzenterstange erfordert, als das Drehen der Exzenterstange bei der Mehersteuerung. Das Nachregulieren der Steuerung von Hand, das bei der Mehersteuerung nicht zu umgehen ist und bei dieser das Anbringen einer äußeren Handrades und einer Skala notwendig macht, kommt bei ihr in Wegfall, weshalb sie auch den Vorzug erhält und sehr verbreitet ist. Der Dampfauslaß wird bei der Nidersteuerung in der nämlichen Weise bewirkt, wie bei der Meher- und der einfachen Muschelschiebersteuerung, nämlich durch die muschelförmige Ausshöhlung des Grundschiebers hindurch.

Die Nidersteuerung wird auch mit Kolbenschieber ausgeführt.

b) Expansionssteuerungen mit 1 Schieber.

Die Kolbenschiebersteuerung mit veränderlichem Exzenterhub. Bei den bisher besprochenen Flachschiebersteuerungen beansprucht die Schieberbewegung bei hohen Dampfspannungen einen sehr erheblichen Kräfteaufwand, da die Schieber durch den Dampfdruck fest auf ihre Gleitfläche aufgedrückt werden. Es werden daher Kolbenschieber verwendet, die wegen des Fehlens jener Anpreßwirkung auch als entlastete Schieber bezeichnet werden (Fig. 33 u. 34). Sie laufen in einer zylindrischen Ausbohrung und sind entweder dicht eingeschliffen oder erhalten gleich dem Dampfkolben im Dampfzylinder federnde Kolbenringe, die den dampfdichten Abschluß bewirken. Der Dampf wird dem Dampfzylinder in der Ausparung zwischen den beiden Kolben zugeführt; sein Austritt erfolgt an den beiden äußeren Seiten der Kolbenschieber. Hierdurch wird, was für den Wirkungsgrad der Dampfmaschine sehr günstig ist, erreicht, daß die äußere Abkühlungsfläche des Schiebergehäuses mit Auspuffdampf bespült ist und nicht mit Frischdampf, wie dies bei der Mehersteuerung der Fall ist. Aus der erwähnten Dampfverteilung durch den Kolbenschieber geht ferner hervor, daß bei den Dampfeinströmungsperioden die Dampfeinlässe von den inneren Ranten der beiden Schieberkolben geöffnet werden, während dies beim Muschelschieber und bei der Mehersteuerung durch die äußeren Ranten erfolgt. Hieraus ergibt sich eine veränderte Exzenterstellung gegenüber den besprochenen Flachschiebersteuerungen; und zwar muß bei der Kolbenschiebersteuerung das Exzenter der Kurbel nach eilen,

während es bei den anderen Steuerungen, wie wir sahen, v o r e i l t. Man nennt solche Schieber daher auch *innenkantsteuernde Schieber* oder Schieber mit innerer Einströmung, im Gegensatz zu den *außenkantsteuernden Schiebern* oder den Schiebern mit äußerer Einströmung (Fig. 1 S. 5). In Fig. 33 und 34 ist β der Nacheilungswinkel, α_1 gibt die Exzenterstellung für die nämliche Maschine in der gleichen Totpunktslage und der gleichen Umdrehungsrichtung an, falls sie mit außenkantsteuerndem Schieber versehen wäre. Hieraus ist ersichtlich, daß das Exzenter bei der Steuerung mit innerer Einströmung gegenüber dem Exzenter mit äußerer Einströmung um 180° (einen Halbkreis) zurückliegt.

Die Veränderung des Füllungsgrades entsprechend der wechselnden Belastung der Dampfmaschine, die bei der Meyer- und bei der Ridersteuerung durch Verschiebung des Expansionschiebers erfolgt, wird bei den Kolbenschiebersteuerungen durch die Vergrößerung oder Verkleinerung des Exzenterhubes bewirkt. Diese Steuerungen arbeiten also nur mit *einem Exzenter* und man nennt sie deshalb auch *Einschieber-Expansionssteuerungen*. Das Exzenter wird bei ihnen nicht fest auf die Welle aufgekittet, sondern erhält einen Schlitz, in dem seine Verschiebung auf der Welle erfolgt.

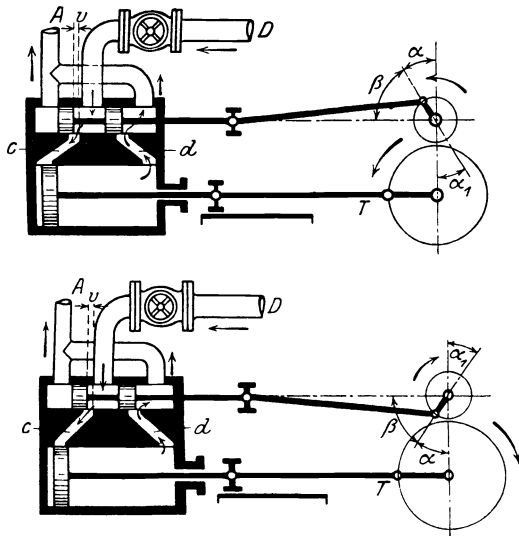


Fig. 33 u. 34. Dampfmaschinen mit innenkantsteuerndem Kolbenschieber in der Totpunktslage (zugleich Unwärmestellung). β = Nacheilungswinkel; α_1 = Vorstellungswinkel für außenkantsteuernde Maschinen. Die Umdrehungsrichtung ist in Fig. 33 links, in Fig. 34 rechts. Für die Abmessungen der Kolbenschieber (innere und äußere Überdeckung i und e und die Kanalbreite a) gilt sinngemäß das zu Fig. 20 Gesagte.

In Fig. 35 hat das Exzenter eine Führung in einem Gleitstück; in Fig. 36 ist es mit einem längeren Arme versehen. Letzterer hat am Ende einen Drehpunkt, der am Schwungrad oder an einer besonderen mit der Welle festverbundenen Scheibe befestigt ist. Durch Verschieben in dem Gleit-

stück oder durch Drehen um den Drehpunkt des Armes wird das Exzenter in dem Schlitze auf der Welle verschoben, woraus sich dann ein kleinerer oder größerer Exzenterhub ergibt. Bei kleinerem Exzenterhub wird die Drehzahl der Maschine infolge der abnehmenden Füllung verkleinert, bei größerem Exzenterhub aber infolge der zunehmenden Füllung vergrößert.

Die Veränderungen des Exzenterhubes müssen nach bestimmten Anforderungen erfolgen. Wir sahen bei der Meyer- und bei der Ridersteuerung, daß durch die Expansionschieber nur das Ende der Einströmung (gleichbedeutend mit Beginn der Expansion) veränderlich gemacht ist, während Voreinströmung, Vorausstömung und Kompressionen stets unverändert bei gleichen Kurbelstellungen erfolgen. Bei der Einschieber-Expansionssteuerung läßt sich dies nicht verwirklichen, die Veränderung des Exzenterhubes zieht nicht nur eine Verschiebung des Expansionsbeginnes, sondern auch der übrigen Dampfverteilung nach sich. Es ist nun weniger wichtig, wenn einige Änderungen der Vorausstömung und der Kompression eintreten, als wenn die Voreinströmung (d. i. die Kurbelstellung bei Beginn der Einströmung, siehe Fig. 21 u. 22 S. 33) oder das lineare Voreilen (d. i. die Länge, um welche der Einlaß bei der Kurbelstellung geöffnet ist Fig. 1) verschoben werden. Eine völlige Unveränderlichkeit dieser beiden Größen läßt sich bei der Einschieber-Expansionssteuerung jedoch nicht erreichen.

Die Abhängigkeit, in welcher bei der Einschiebersteuerung die Voreinströmung und das lineare Voreilen voneinander stehen, hat zur Folge, daß bei der Verkleinerung des Exzenterhubes in der Richtung, bei welcher das lineare Voreilen gleich groß bleibt, sich eine Verkürzung der Voreinströmung ergibt, d. h. letztere beginnt alsdann in einer Kolbenstellung, die dem Totpunkt näher liegt als vorher. Bei einer Vergrößerung des Exzenterhubes ist das Umgekehrte der Fall. Wählt man die andere Exzenterkonstruktion, bei welcher also für die verschiedenen Exzenterhübe die Voreinströmung immer bei der gleichen Kurbel- oder Kolbenstellung beginnt, so wird mit abnehmender Füllung das lineare Voreilen des Schiebers kleiner und mit zunehmender Füllung größer.

Es verbleibt nur die Auswahl darüber, ob bei den veränderten Exzenterhüben die Voreinströmung oder das lineare Voreilen gleich bleiben sollen. In den meisten Fällen wird letzteres bevorzugt, während die Konstruktionen für unveränderliche Voreinströmung weniger häufig sind.

Der Bedingung des unveränderlichen Voreilens genügt Fig. 36. Stellt dieselbe die Lage des Exzenters in der Totpunktlage der Kurbel dar, bezeichnen also die drei kleinen, vom Wellenmittelpunkte schräg nach rechts verlaufenden Striche den Voreilungswinkel bei drei verschiedenen

Exzenterhüben für drei verschiedene Füllungen, so zeigt sich, daß das lineare Voreilen des Schiebers unverändert geblieben ist, während der Voreilungswinkel von der obersten bis zur mittlsten und untersten Exzenterstellung vergrößert worden ist. In Fig. 35 erfolgt bei der Veränderung des Exzenterhubes die Verschiebung des Exzenters nicht in Richtung einer geraden Linie, sondern auf einem Kreisbogen um den Drehpunkt im Exzenterarm, wobei mit abnehmendem Exzenterhub wieder der Voreilungswinkel, außerdem aber auch das lineare Voreilen größer werden. In letzterer Hinsicht entspricht diese Konstruktion also nicht ganz den gestellten Anforderungen, doch ist die Vergrößerung des linearen Voreilens hierbei so geringfügig, daß sie keine praktische Bedeutung hat.

Nach vorstehendem darf auch, wenn der Bedingung des gleichbleibenden linearen Voreilens Genüge geleistet werden soll, die Verlänge-

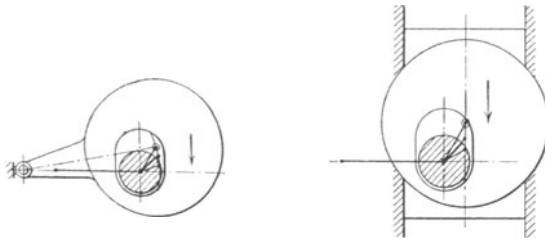


Fig. 35 und 36. Exzenter mit veränderlichem Hub zur Veränderung des Füllungsgrades. (Nach Freytag.)

rung oder Verkürzung des Exzenterhubes nicht in der Richtung der Linie zwischen Wellen- und Exzentermitte, sondern muß in der auf Fig. 35 und 36 angegebenen Pfeilrichtung erfolgen, wobei, wie bereits erwähnt, Totpunktslage der Kurbel anzunehmen ist. Bei der Veränderung des Exzenterhubes in Richtung der erwähnten Mittellinie, wodurch sie sich auf den ersten Anschein am naheliegendsten bewerkstelligen ließe, würde der Voreilungswinkel gleich bleiben, das lineare Voreilen des Schiebers bei abnehmendem Exzenterhub aber stetig kleiner, schließlich gleich Null und zuletzt sogar negativ werden, d. h. überhaupt nicht mehr eintreten und im letzten Falle der Dampf einlaß erst geöffnet werden, wenn die Kurbel die Totpunktslage überschritten hat. Eine regelrechte Dampfverteilung wäre alsdann nicht mehr vorhanden und es würde sich pochender Gang und hoher Dampfverbrauch der Maschine ergeben.

Das Verstellen des Exzenters wird durch den Regulator bewirkt, der als Achsen- oder Flachregler ausgebildet und unmittelbar auf der Haupt-

welle der Maschine neben dem Exzenter befestigt ist. Obgleich die Flachregler in Abschnitt VI zu besprechen sind, sei nachstehend zu Fig. 36 ein schematische Darstellung eines Flachreglers eingefügt (Fig. 37).

c) Die Ventilsteuerungen.

Allgemeine Anordnung. Der Dampfzylinder erhält bei den Ventilsteuerungen zwei Einlaß- und Auslaßventile, so daß demnach vier Dampfwege vorhanden sind. Die Einlaßventile sind am Zylinder oben, die Auslaßventile unten angeordnet (Fig. 38) und werden sehr nahe an den Zylinder herangerückt.

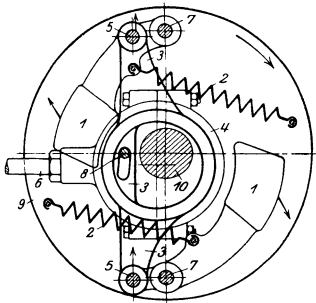


Fig. 37. Achsenregler für Lokomotiven von H. Wolf A.-G. Magdeburg-Buckau. Die beiden Fliehkörper 1 sind mit dem Reglergehäuse 9, welches fest auf der Hauptwelle 10 sitzt und sich mit dieser dreht, durch die Bolzen 7 verbunden und verschieben beim Auseinanderfliegen das Schieberexzenter 3 in der Pfeilrichtung, wie bei den Bolzen 5 gezeichnet. Hierdurch werden der Exzenterhub und der Kolbenschieberweg verkleinert, somit die Füllung im Zylinder vermindert und der Gang der Maschine verlangsamt. 2 = Reglerfedern ziehen die Pleuel 1 bei langsamem Gang nach innen, wobei der Exzenterhub und die Füllung größer werden. 8 = Pleuellagerbolzen zum Dämpfen der Schwingungen durch Federdruck.

Es entstehen daher sehr kurze Dampfkanaäle und sehr kleine schädliche Räume. Letztere sind im allgemeinen kleiner als bei Schiebersteuerungen. Doch ist bei der Beurteilung der Größe der schädlichen Räume zu berücksichtigen, daß bei den Ventilsteuerungen zu jedem der beiden schädlichen Räume je ein Dampfeinlaß- und Dampfauslaßkanal gehören. Die Trennung der Dampfeinlaß- und auslaßkanäle wird ferner als ein Vorzug der Ventilsteuerungen bezeichnet, weil durch die getrennten Dampfwege die Abkühlung der Einlaßkanäle durch den ausströmenden Dampf und des einströmenden Dampfes an den Auslaßkanälen vermieden wird. Bei der Bewertung dieser Wärmeverluste (die bei den Schiebermaschinen auftreten) darf jedoch nicht außer acht gelassen werden, daß bei den Ventilmaschinen die Dampfeinlaßkanäle zwar nicht vom Auspuffdampf durchströmt, aber doch immerhin mit ihm in Berührung kommen, was auch für den einströmenden Dampf hinsichtlich der Dampfauslaßkanäle gilt; ebenso sind auch die Zylinderdedel und die Dampfkolben abwechselnd vom Frisch- und vom Auspuffdampf bestrichen.

Jedes Ventil kann bei entsprechender Anordnung der zugehörigen Steuerungsteile unabhängig von den Ventilen eingestellt werden, so daß

ein Vorzug der Ventilsteuerungen in der Unabhängigkeit der Dampfverteilung besteht. Letztere ist bei den Ventilsteuerungen die nämliche wie bei den Schiebersteuerungen. Sie beginnt wieder mit der Einströmung des Dampfes in den Zylinder, indem das betreffende Einlaßventil durch die Steuerung von seinem Sitze abgehoben wird. Der Beginn der Einströmung muß wieder erfolgen, bevor die Kurbel in der Totpunktlage angekommen ist; es besteht also auch hier wieder die Voreinströmung. Die Einströmungsperiode dauert so lange, bis das geöffnete Einlaßventil

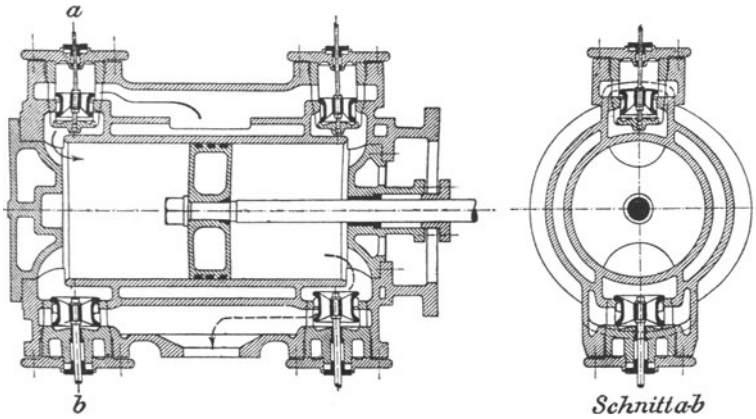


Fig. 38. Dampfzylinder mit Ventilsteuerung von Gebr. Sulzer. (Nach Freytag.) Der Kolben bewegt sich nach rechts. Links vom Kolben: Das Einlaßventil a ist geöffnet, das Auslaßventil b geschlossen. Rechts vom Kolben: Das Einlaßventil ist geschlossen, das Auslaßventil geöffnet. Der Zylinder hat einen Dampfmantel, durch den der Frischdampf hindurchströmt; oben tritt der Dampf aus dem Dampfmantel in der Richtung nach den Einlaßventilen zu aus. In der Schnittzeichnung ist das Einlaßventil geöffnet, das Auslaßventil geschlossen.

geschlossen wird, worauf die Expansionsperiode des eingeschlossenen Dampfes folgt. Je nachdem das Einlaßventil eher oder später geschlossen wird, erhält der Zylinder eine kleine oder große Füllung oder eine längere oder kürzere Expansionsperiode. Das Ende der letzteren fällt mit dem Beginn der Dampfausströmung zusammen und wird durch das Auslaßventil herbeigeführt und zwar immer unverändert bei derselben Kurbelstellung kurz vor der Totpunktlage, d. h. die Vorausströmung ist stets die gleiche. Die Dampfausströmung hört mit dem Schließen des Auslaßventiles auf, worauf die Kompressionsperiode und alsdann die Voreinströmung folgen und zwar auch, von geringfügigen Änderungen der Voreinströmung bei den verschiedenen Füllungen abgesehen, stets bei den nämlichen Kurbelstellungen. Wir ersehen also, daß sich bei den verschiedenen Füllungen eine

Veränderung der Dampfverteilung nur insoweit ergibt, als die Einströmung an verschiedenen Stellen der Kurbel- und Kolbenlage aufhört, alle übrigen Punkte bleiben völlig, oder je nach der Bauart der Steuerung, wenigstens nahezu unverändert. Ein Unterschied besteht zwischen den Schieber- und den Ventilsteuerungen darin, daß die Ventile nach Abschluß der Dampfkanäle in Ruhstellungen verbleiben, während der Schieber noch weiter bewegt wird; es muß also in dem Gestänge der Ventilsteuerungen ein Leerengang bei geschlossenem Ventil möglich sein, der so angeordnet sein muß, daß er wie die Überdeckungen der Schieber wirkt (zu vgl. Fig. 20). Bei diesem Leerengang müssen die Ventile dicht auf ihrem Sitz aufliegen können und hieran nicht durch schlechte Einstellung der Steuerung, die etwa durch unsachgemäße Reparaturen an dem Steuerungsgestänge verursacht sein kann, gehindert sein. Das Auseinandernehmen und Wieder-

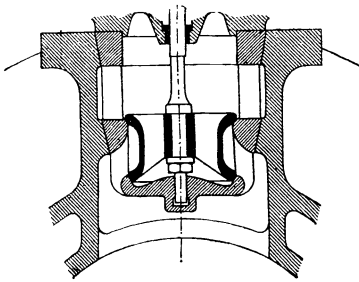


Fig. 39. Dampf-einlaßventil mit Doppelsitz im geschlossenen Zustand. (Nach Reist.)

zusammensetzen der Steuerung darf daher nur mit größter Sachkenntnis vorgenommen werden, was insbesondere bei der mitunter erforderlichen Erneuerung der Ventilspindeln zu beachten ist.

Ein Vorzug der Ventilsteuerungen besteht darin, daß sich bei ihnen ein rascher Abschluß der Einströmung erzielen läßt und der Dampf infolgedessen bei der Beendigung seiner Einströmung sehr wenig gedrosselt wird. Man nennt sie daher auch Präzisionssteuerungen.

Die Bauart der Ventile. Die Ventile werden als entlastete Doppelsitz- oder Glockenventile ausgeführt. Einfache Tellerventile, die auf der äußeren Seite unter vollem Dampfdruck stehen, würden zum Öffnen zu viel Kraft verbrauchen und beim Schließen mit zu großer Gewalt auf den Sitz gedrückt werden. Ein Doppelsitzventil ist aus Fig. 39 ersichtlich. Seine Sitze sind eine volle Scheibe, welche die untere, und ein Ring, welcher die obere Sitzfläche trägt. Da beim Anheben des Ventils nur der Druck zu überwinden ist, welchen der Dampf auf einem Ringe mit dem inneren Durchmesser des unteren Sitzes und dem äußeren Durchmesser des oberen Sitzes ausübt, ist hierbei nur wenig Kraft erforderlich.

Die Ventile haben ihre Sitze in einem Korb, der außen konisch verläuft und dampfdicht in den Zylinder eingepaßt ist. Der Regel des Einlaßventils kann, wie aus Fig. 38 ersichtlich ist, nach dem Abschrauben des

darüber befindlichen Deckels mit der Stopfbüchse für die Ventilspindel nach oben aus dem Zylinder herausgezogen werden, da von seinen beiden Dichtungsflächen die untere den kleineren Durchmesser hat. Bei den Auslaßventilen in Fig. 38 ist hingegen die Herausnahme des Ventilsegels aus dem Zylinder nur mitsamt dem Korbe möglich.

Die Ventilspindeln erhalten an Stelle der gewöhnlichen Stopfbüchsen zumeist Labyrinthdichtung. Bei der Verwendung der Weichpackungen nützen sich die Ventilspindeln an den Stellen, die sich bei den gewöhnlichen Füllungen und Ventilhuben mit der Packung in Berührung befinden, ab, so daß letztere sehr stark angezogen werden muß und bei größeren Ventilhuben die Ventile an den nicht abgenützten, dickeren Stellen der Ventilspindeln leicht hängen bleiben. Bei der Labyrinthdichtung fällt die Weichpackung zumeist ganz fort, einzelne haben jedoch an der obersten Stelle einen Schlußzopf (Fig. 45). Die Ventilspindeln werden geschliffen, in die Führung genau eingepaßt und mit eingedrehten Labyrinthmuten versehen, in denen sich der Druck des etwa hindurchtretenden Dampfes verliert. Bei manchen Konstruktionen sind die Stopfbüchsen in der Mitte mit einer die Ventilspindel ringförmig umschließenden Ausparung versehen, die durch ein dünnes Rohr mit dem Kondensator in Verbindung steht. Es soll hierdurch das Ausströmen von Dampf aus der Stopfbüchse, sowie deren Schmierung erleichtert werden, da das Öl infolge des Vakuums leichter in die dicht eingepaßte Labyrinthdichtung eindringt. Für die Labyrinthdichtung muß gutes Schmieröl verwendet werden, da die bei schlechtem Öl sich bildenden Krusten des Hängenbleiben der Ventile verursachen können.

Die Ventile müssen möglichst in betriebswarmem Zustande sorgfältig eingeschliffen werden, da kalt eingeschliffene Ventile infolge der Formänderungen, die beim Heißwerden der Dampfmaschine am Ventilgehäuse auftreten, undicht werden können.

Die Bauarten der Ventilsteuerungen. Man unterscheidet zwangsläufige und kraftschlüssige Steuerungen. Bei letzteren, die man auch freifallende oder Ausklinksteuerungen nennt, wird der Schluß des Ventils durch eine Feder bewirkt, sobald die Verbindung zwischen der angehobenen Ventilspindel und dem Steuerungsgetriebe ausgelöst ist (Ausklinksteuerung). Bei den zwangsläufigen Steuerungen wird das Ventil schließ-lich zwar auch durch eine Feder auf seinen Sitz gedrückt, doch fällt der freie Fall des Ventils weg und letzteres erhält beim Schließen eine zwangsläufige, von dem Steuerungsmechanismus abhängige Bewegung. Die kraftschlüssigen Steuerungen eignen sich für Maschinen bis zu 125 Umdrehungen in der Minute; bei zwangsläufigen Steuerungen kann die höchste

Umdrehungszahl etwa bis zu 150 betragen. Schneller laufende Maschinen müssen Schiebersteuerungen erhalten. Ventilsteuerungen eignen sich daher gut für große, nicht zu schnell laufende Maschinen. Bei schnellem Lauf verursacht das Aufschlagen der Ventile viel Geräusch und schnelle Abnutzung, mitunter auch den Bruch der Ventile und ihrer Sitze.

1. Bei den **zwangsläufigen Steuerungen** wird die Bewegung auf das Ventil entweder durch unrunde Scheiben, Wälzhebel oder Schubkurvenhebel übertragen.

a) **Unrunde Scheiben** sind die einfachste Form der zwangsläufigen Steuerung. Fig. 40 zeigt die Stellung im Augenblicke des Öffnens des

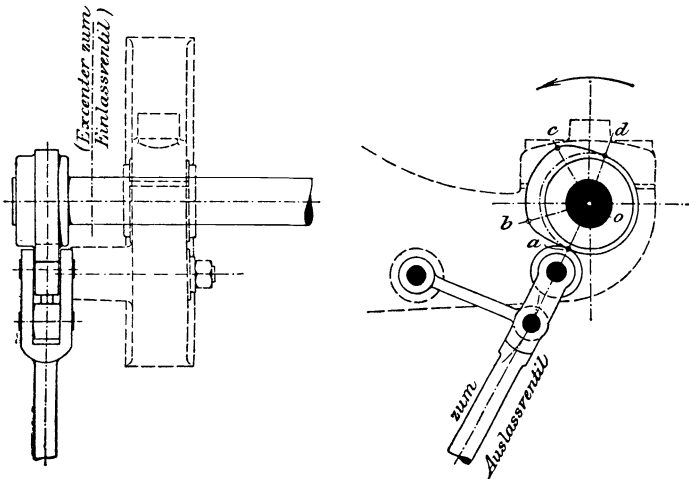


Fig. 40. Antrieb eines Dampfauslassventils mittels unrunder Scheibe im Augenblicke des Beginnes der Ausströmung (Vorausströmung). (Nach Leist.)

Auslassventils; hat sich die Steuervelle soweit gedreht, daß Punkt *b* des Daumenvorsprungs die Stelle *a* auf der Steuerstange nach unten drückt, so ist das Ventil voll geöffnet; während der weiteren Drehung um die Strecke *b c* bleibt die Volleröffnung des Ventiles bestehen; während der Drehung um die Strecke *c d* schließt sich das Ventil. Beim Drehen der Steuervelle um den Kreisbogen *d a*, den man auch die Raft nennt, bleibt das Ventil geschlossen. Hierbei soll sich zwischen der Rolle *a* und der Raft ein Spielraum von etwa $\frac{1}{2}$ mm befinden, damit ein zuverlässiger Schluß des Ventils, der durch den Dampfdruck im Zylinder und eine auf die Ventilspindel wirkende, außen angebrachte Feder erzielt wird, gesichert ist. *a b* nennt man auch die Anlauf-, *c d* die Ablaufkurve. Die Daumenscheiben werden zumeist so ausgeführt, daß der Maschinist sie auseinanderziehen und

zusammendrücken kann, wobei die Strecke $b c$ vergrößert oder verkleinert wird, das Ventil infolgedessen längere oder kürzere Zeit geöffnet bleibt und sich eine größere oder kleinere Füllung (bei Einlaßdaumen) und eine längere oder kürzere Ausströmung (bei Auslaßdaumen) ergeben. Derartige Daumenscheiben werden namentlich für die Vergrößerung der Dampfauslaßperiode beim Umstellen einer Dampfmaschine vom Kondensationsauf den Auspuffbetrieb verwendet und sind zum richtigen Einstellen mit einer Skala versehen (siehe auch den Abschnitt über Einspritzkondensation). Bei den unrunderen Scheiben für den Dampfauslaß sind an den zugehörigen Steuerungshebeln zumeist Handgriffe angebracht, damit der Maschinist beim Zingangsetzen der Maschine die Steuerstange nach unten drücken und hierbei das Auslaßventil öffnen kann, um den Zylinder zu entwässern.

Die unrunderen Scheiben werden für unveränderliche Ventilhübe, also für die Einlaßventile der mit unveränderlicher Füllung arbeitenden Mittel- und Niederdruckzylinder sowie allgemein für Auslaßventile verwendet. Durch passende gewählte Form des Daumens oder Stockens kann ein schnelles Anheben und ein langsames Aufsetzen des Ventils erreicht werden, weshalb man sie an geeigneten Stellen den Exzentern vorzieht. Der Füllungs- ausgleich ist bei ihnen, soweit sie den Dampf einlaß steuern, auf sehr einfache Weise zu erreichen, indem man die Kurve $b c d$ auf der Kurbelseite länger gemacht als auf der Deckelseite.

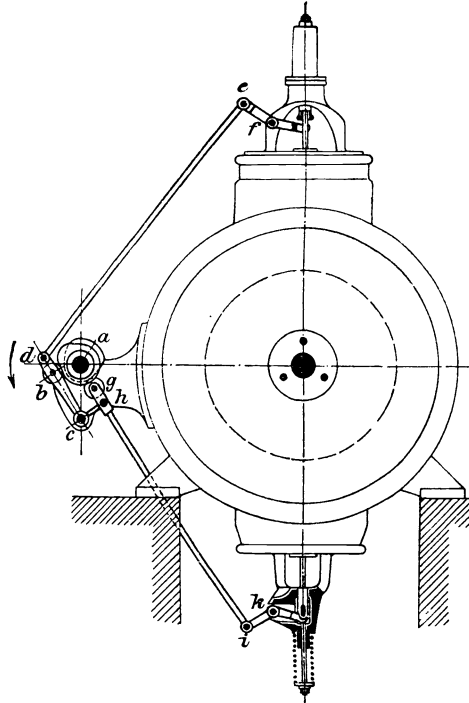


Fig. 41. Steuerung mit unrunderen Scheiben am Niederdruckzylinder einer liegenden Dampfmaschine von Gebr. Sulzer. Die Vorrichtungen zum Verstellen der Stangenlänge sind weggelassen.

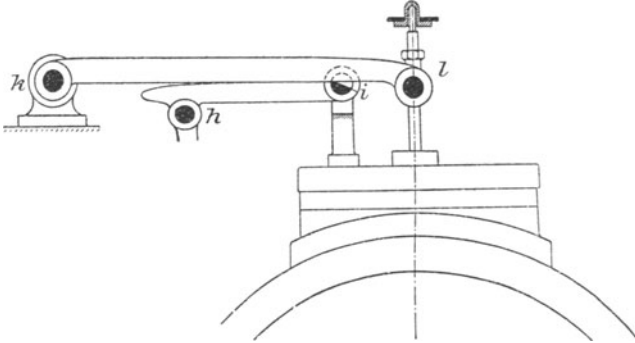


Fig. 42. Wälzhebel der Collmannsteuerung mit zwei festen Drehpunkten *i* und *k* in der Stellung, welche sie beim Eröffnen und Schließen des Einlaßventils einnehmen. Der Hebel *hl* geht zur Erzielung des stoßfreien Ventilschlusses durch die Mitte des Drehbolzens des Wälzhebels *hi* hindurch.

b) Wälzhebel sind beim Auslaß von Hoch- und Niederdruckzylindern sowie beim Einlaß von letzterem in sehr vielen verschiedenen Formen angewendet. Es läßt sich bei ihnen ein ruhiges, stoßfreies Anheben und Auf-

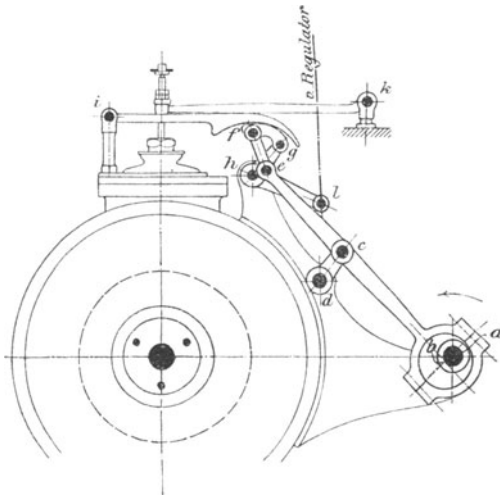


Fig. 43. Hoffner-Steuerung der Sächsl. Maschinenfabrik von Rich. Hartmann, Chemnitz. Zwangläufige Ventilsteuerung mit zwei Wälzhebeln mit zwei festen Drehpunkten *i* und *k*. Die Regelung der Füllung erfolgt, indem der Regulator den Hebel *hl* verdreht und hierdurch die Lage des Angriffspunktes *f* des Hebels *ef* verändert.

setzen der Ventile und ein geräuschloser Gang der Steuerung erreichen (Fig. 42). Hebel *i* *h* ist bei *h* mit der Exzenterstange verbunden und bewegt sich um den Bolzen *i* auf und ab. Beim Eröffnen des Ventils legt er sich zunächst mit seinem äußersten rechten Ende gegen den zweiten Wälzhebel *k* *i*, der um den Bolzen *k* schwingt und bei *l* das Ventil anhebt; da der Berührungspunkt beider Hebel dem Drehpunkt *i* sehr

nahe liegt, erfolgt die Ventileröffnung mit sehr geringer Geschwindigkeit. Bei der Weiterbewegung wandert der Berührungspunkt sehr schnell nach links, so daß auch die Geschwindigkeit der in Aufwärtsbewegung befindlichen Ventilschindel sehr schnell zunimmt, aber wieder abnimmt, sobald die stark nach unten gekrümmte Kurve bei h des Hebels $h i$ zur Wirkung kommt. Bei der Abwärtsbewegung des Hebels $h i$ erfolgt dieselbe Bewegung des Ventils in umgekehrter Reihenfolge und letzteres wird schließlich sehr behutsam geschlossen, worauf die Wälzhebel während der folgenden Expansions-, Ausströmungs- und Kompressionsperioden einen Leerlauf ausführen. Sie sollen, um eine Abnützung und Veränderung ihrer Wälzflächen vorzubeugen, nicht aufeinandergleiten, sondern nur aufeinander drücken. Das langsame Eröffnen und Schließen der Ventile hat ferner eine starke Drosselung des Dampfes namentlich bei schnell laufenden Dampfmaschinen zur Folge; auch treten beim Ingangsetzen der Maschine sehr große Ventilhube auf, wodurch die Schließfedern in oder über der Ventilhaube sehr angespannt werden. An Stelle der Spindelfedern sind vielfach Flachfedern in Gebrauch, die von einer Ventilschindelspitze zur anderen reichen und in der Mitte zwischen denselben auf einer auf dem Zylinder aufgeschraubten Säule befestigt sind.

c) **Die Schubkurvenhebel, auch als Schwingdaumen, Schwinghebel**

usw. bezeichnet, stellen eine Abart der untrunden Scheiben dar; unterscheiden sich von ihnen aber insofern, als sie, ebenso wie die bereits besprochenen Wälzhebel, einen Exzenterantrieb erfordern. Fig. 44 und 45 zeigen die Proell'sche Steuerung.

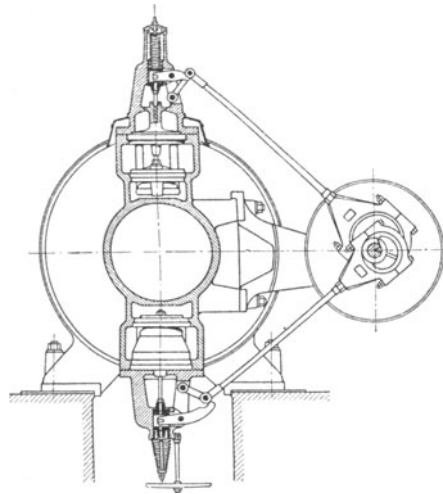


Fig. 44. Ventilsteuerung von Dr.-Ing. Proell mit Achsenregler.

Das Öffnen und Schließen des Ventils wird durch die Rolle r am oberen Ende der Exzenterstange bewirkt, indem sie auf der Kurve k des Schwinghebels h auf- und abläuft, wodurch letzterer an der vorderen Seite nieder- gedrückt und an der hinteren, bei e mit der Ventilschindel verbundenen Seite angehoben oder gesenkt wird. Durch geeignete Form der Kurve k wird erreicht, daß das Ventil, nachdem

es beim höchsten Hub angelangt ist, eine kurze Strecke in Ruhe bleibt, bis sein Abwärtsgang wieder eintritt. Die Schwinghebel arbeiten demnach genau wie die unrundern Scheiben und vermeiden die mitunter unbequemen, sehr großen Hübe der Wälzhebel bei großen Füllungen.

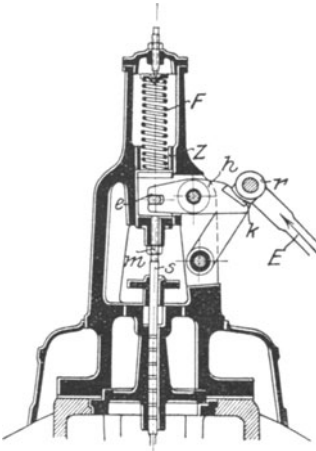


Fig. 45. Ventilhaube mit Schwinghebel der Proell'schen Steuerung. Die Ventilspindel hat Labyrinthdichtung mit einem weichen Schlußzopf in der Stopfbüchse. Das Gewinde m der Ventilspindel S darf nicht verstellt werden, da sich andernfalls die Steuerung in fehlerhafter Weise ändert. Würde sie beispielsweise heraufgeschraubt, so ergibt sich eine größere wirksame Länge der Ventilspindel; der Schwinghebel h stellt sich schräg; seine vordere Fläche mit der Kurve k wird hierbei nach unten gedrückt, infolgedessen sich Fehler in der Dampfverteilung im Zylinder ergeben. Dies gilt selbstverständlich auch für die Dampfauslassventile und ist sinngemäß bei allen Steuerungen zu beachten.

2. Die kraftschlüssigen oder freifallenden Steuerungen, auch Ausklinksteuerungen genannt, kommen nur für die Einlassventile in Anwendung. Bei denselben wird das vordere Ende eines Schwinghebels, dessen hinteres Ende an der Ventilspindel angreift, durch eine vom Steuerungsgestänge bewegte Klinke nach unten gedrückt; hat hierbei das Ventil seine der jeweiligen Füllung im Zylinder entsprechende angehobene Stellung erreicht, so schnappt die Klinke von dem Schwinghebel ab und das Ventil fällt durch die Kraft des Dampfes und einer in der Ventilhaube untergebrachten Spiralfeder sehr schnell auf seinen Sitz. Der Abschluß der Dampf einströmung erfolgt demnach bei der Ausklinksteuerung sehr präzise, und es wird hierdurch das unwirtschaftliche Drosseln des Dampfes bei langsamem Ventilschluß vermieden. Damit die Einlassventile nicht zu hart auf den Ventilsitz aufschlagen und letzterer nicht beschädigt wird, muß ihr Aufsetzen gemildert werden, wozu ein in der Ventilhaube befindlicher Luftpuffer (Fig. 46) dient. Derselbe ist mit der Ventilspindel fest verbunden und besteht aus einem von der Feder belasteten Kolben, der beim Anheben des Ventils ge-

hoben wird und hierbei Luft in seine Führung saugt. Dadurch, daß diese Luft beim Niederschnellen des Ventils durch eine sehr kleine Öffnung treten muß, wird ihr Austritt verlangsamt und erfolgt ein sanftes Aufsetzen des Ventils auf den Sitz. Der Luftpuffer erhält zur Regulierung ein Niederschraubventil, das der Maschinist richtig einzustellen hat, damit sich das Ventil nicht zu hart aufsetzt, nicht zu langsam schließt oder gar kurz vor dem

Abschluß hängen bleibt. Dies ist insbesondere zu beachten, wenn die Ventilspindeln in den Stopfbüchsen schwer gehen und letztere neue Liederung erhalten haben.

Die Anschlagflächen der Ausklinkvorrichtung erhalten austauschbare Stahlplättchen aus hartem Stahl, damit ihre Abnutzung möglichst gering bleibt. Die Abschnappkanten müssen vollkommen scharf sein; durch den Gebrauch abgerundete Kanten haben ungenaue Steuerungswirkung und ein Hinausschleudern der Klinke zur Folge. Dies tritt namentlich zeitweilig auf, wenn die Maschine mit ganz kleiner Füllung arbeitet, wobei sich die Klinke sehr knapp auf ihre Anschlagfläche aufsetzt und abgleitet, ohne den Einlaß überhaupt zu öffnen. Die Steuerungen mit zwangsläufig bewegter Klinke haben mitunter eine Sicherung gegen Beschädigung der Steuerung bei der Rückwärtsbewegung der Maschine, die manchmal beim Stillsetzen der Maschine eintritt.

Der Füllungs-
ausgleich wird bei den Ventilsteuerungen auf verschiedene Weise erreicht. Bei der Proellsteuer-

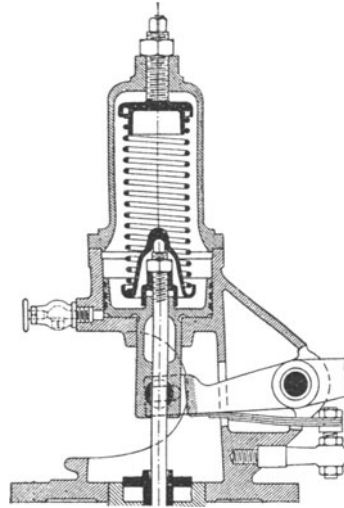


Fig. 46. Luftpuffer an der Ausklinksteuerung von Gebr. Sulzer. (Nach Leift. S. 449, Fig. 286.)

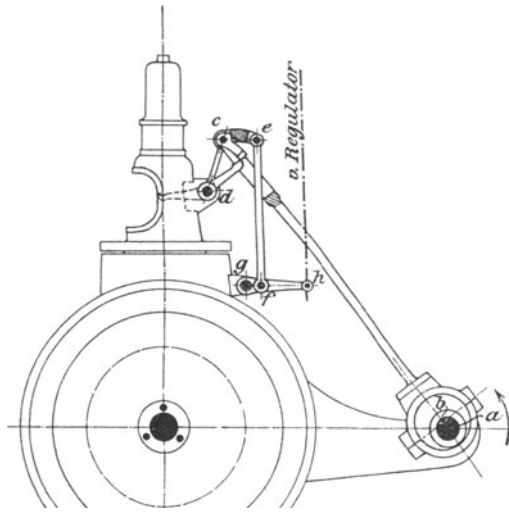


Fig. 47. Ventilsteuerung mit freifallender Klinke. Kaufhold-Steuerung, die eine der ersten dieser Steuerungen war und vielfach als Vorbild gedient hat. (Leift, S. 616, Fig. 382.)

zung wird die Auslaufkurve an dem Hebel des Einlaßventils an der Kurbel-
seite etwas wulstiger gemacht als auf der Deckseite. Doch werden auch
verschieden lange Exzenterstangen, Exzenter von verschiedener Exzentrizität
oder von verschiedenen Aufteilungswinkeln gewählt. Bei manchen Ven-
tilsteuerungen wird das eigentliche Steuerungstriebwerk, d. h. die Exzenter
und das zugehörige Gestänge bis zum Ventil, für beide Zylinderseiten völlig
gleich ausgebildet und dafür diejenigen Teile verschieden aufgeführt, welche
die Verbindung des Regulators mit jenem Steuerungstriebwerk bilden.
Allgemein muß erreicht werden, daß der Exzenter auf der Deckseite die
Füllung nach einer kleineren Drehung der Kurbel aus der Totpunktlage
bewirkt als auf der Kurbelseite. Da sich ein Ausgleich für sämtliche Fül-
lungen nicht erzielen läßt, baut man die Steuerung so, daß der vollstän-
dige Füllungsausgleich für eine normale, häufig eintretende Füllung der
betreffenden Dampfmaschine besteht und die Abweichungen der beiderseitigen,
sonst vorkommenden Füllungen insolgedessen nicht sehr ins Gewicht fallen.

7. Die Umsteuerungen.

Dieselben werden bei Dampfmaschinen angewendet, die abwechselnd
mit der einen oder anderen Umdrehungsrichtung arbeiten, d. h. Dampf-
winden, Fördermaschinen in Bergwerken, Schiffsmaschinen, Lokomotiven,

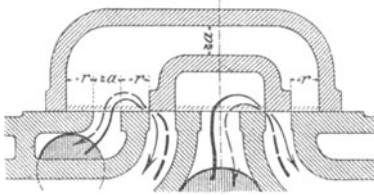


Fig. 48. Schieber zur Umsteuerung mittels
Vertauschung von Ein- und Auslaßraum.
Der Schieberkasten ist stets mit Dampf von
der vollen Kesselspannung gefüllt, der den
Schieber gegen den Schieberpiegel preßt.

Walzenzugmaschinen usw. Man
unterscheidet zweierlei Umsteue-
rungen und zwar solche, bei denen
die Drehrichtung durch Vertau-
schung der Dampfeintritts-
und Auslaßkanäle und solche, bei denen
dieselbe durch Verstellung des
Steuergestänges geändert wird.

Erstere nennt man auch innere Um-
steuerungen, zur zweiten Umsteue-
rungsart gehören die Kulissen-,
Lenker- und Nockensteuerungen.

1. Die inneren Umsteuerungen. Das Nächstliegende wäre, einen
gewöhnlichen Schieber zu verwenden und zum Zwecke des Umsteuerns
der Maschine die in den Schieberkasten mündende Dampfzuleitung durch
eine Umschaltvorrichtung mit der Auspuffleitung zu vertauschen. Doch
ist dies nur bei dem Kolbenschieber möglich, der alsdann bei der einen Dreh-
richtung den Dampfeinlaß mit den äußeren Kanten, und bei der anderen

Drehrichtung mit den inneren Kanten steuert (Fig. 1 und 34). Der einfache Muschelschieber ist in dieser Weise nicht verwendbar, da er vom Schieberpiegel abgehoben wird, sobald der Muschelraum mit Arbeitsdampf gefüllt ist. Um die Umsteuerung zu bewirken, wird er wie in Fig. 48 dargestellt ausgeführt. Derselbe besteht aus einem kleinen und einem großen Muschelschieber, die zusammengegossen sind und daher einen Schieber bilden. Erhält der innere Muschelraum Arbeitsdampf, so verhindert dennoch der Dampfdruck im Schieberkasten ein Abheben, da in letzterem eine kleine, vom Kessel kommende, stets offene Leitung mündet und Frischdampf auf die Außenseite des Schiebers drückt. Die beiden unterhalb des Schieberpiegels mündenden Leitungen (in der Zeichnung durch senkrechte Schraffur gekennzeichnet) sind mit einem Wechselschieber verbunden, der vom Maschinisten nach Belieben so eingestellt werden kann, daß die beiden Leitungen abwechselnd für die Zuleitung des Arbeitsdampfes und für die Ableitung des Auspuffdampfes dienen, womit auch der Wechsel in der Umdrehungsrichtung der Maschine eintritt. Diese Schieber haben den Nachteil, daß sie keine Überdeckung haben dürfen. Infolgedessen fällt die Expansion, die Vorausströmung und die Kompression des Dampfes im Zylinder weg und ist der Dampfverbrauch derartiger Maschinen sehr groß. Aus letzterem Grunde ist diese Umsteuerung nur bei kleinen Hilfsmaschinen, wie Bootswindungen, im Gebrauch, wo man mehr auf Einfachheit und Billigkeit als auf Dampfersparnis der Maschine Wert legt. Außer den besprochenen Umsteuerungen sind noch verschiedene andere Umsteuerungen ähnlicher Art im Gebrauch.

2. Die Kulissensteuerung. Wie wir bereits früher gesehen haben, vgl. Fig. 21 und 22, wird die Umdrehungsrichtung einer Dampfmaschine durch die Stellung des Schieberexzenter zur Kurbel bestimmt. Wendet man bei einer Dampfmaschine zwei Exzenter an, von denen der eine die Rechtsdrehung, der andere die Linksdrehung derselben bewirkt, so bedarf es nur für die Umsteuerung noch einer Vorrichtung, welche dem Maschinisten gestattet, nach Bedarf das eine oder andere Exzenter auf den Schieber einwirken zu lassen. Die einfachste und sehr häufig angewendete Umsteuerung ist die Stephenson'sche Umsteuerung (Fig. 49). E_1 und E_2 sind die beiden Exzenter, a und b die zugehörigen Exzenterstangen, g ist die Schieberstange, welche mit ihrem Ende f im Schlitz der Kulisse k geführt ist. Mit der Kulisse sind außerdem die Enden der Exzenterstangen mittels Bolzen c und d verbunden. Ist der Hebel t nach rechts umgelegt, wie die Figur zeigt, so wirkt nur das Exzenter E_1 auf den Schieber ein, so daß die Dampfmaschine diesem Exzenter entsprechend umläuft. Legt der Maschinist den

Hebel nach links um, so wird die Kullisse in die Höhe gezogen und hierdurch die Exzenterstange b in die Richtung der Schieberstange g gebracht, so daß nunmehr das Exzenter E_2 auf den Schieber einwirkt und die Dampfmaschine in entgegengesetzter Richtung umläuft. Der Bolzen o ist fest gelagert und bildet den Drehpunkt für die Hebel n und p , h ist die feststehende Lagerstelle für die Schieberstange g .

Es sind noch mehrere andere Umsteuerungen konstruiert worden, deren Zweck eine bessere Dampfverteilung als bei der Stephenson'schen Umsteuerung ist, da letztere die Voreinstromung etwas ungleichmäßig verteilt.

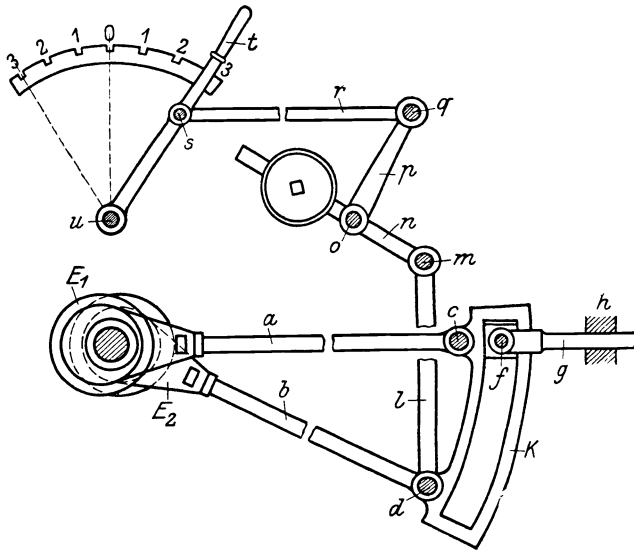


Fig. 49. Stephenson'sche Umsteuerung (Kullisse).

Sonstige Eigenschaften der Kullissensteuerung. Die mit einer Umsteuerung versehenen Dampfmaschinen brauchen zur Regelung ihrer Umdrehungszahl keinen Regulator. Will man die Dampfmaschine langsam laufen, also mit kleiner Füllung arbeiten lassen, so wird die Kullisse nicht ganz in ihre Endstellung, sondern mittels des Hebels t in eine Mittellage bei Nute 1 oder 2 gebracht, so daß dann der Schieberweg von beiden Exzentern bestimmt und kleiner wird. Befindet sich die Kullisse völlig in der Mittellage (der Hebel t also in der Nute o), so steht der Schieber nahezu still und hat eine so geringe Bewegung, daß er keinen Dampf in den Zylinder einströmen läßt; die Maschine steht dann still. Der Maschinist kann also durch entsprechendes Verstellen an dem Hebel t nicht nur die Um-

drehungsrichtung der Maschine wechseln, sondern letztere auch schnell und langsam laufen lassen oder auch ganz still setzen.

Bei den Schiffsmaschinen mit mehreren Zylindern (siehe Fig. 68) muß für die Umsteuerung jeder Zylinder mit zwei Exzentern, je einen für den Vor- und für den Rückwärtsgang, versehen sein. Es muß dann an jedem Zylinder eine Kuliße angebracht sein, doch sind letztere durch Hebelvorrichtungen an eine gemeinsame Welle angeschlossen, die durch Vermittelung eines Schneckenradantriebes durch ein Handrad gedreht wird, so daß die Verstellung der Kulißen an den Zylindern stets gemeinsam und gleichmäßig erfolgt.

Die Lenkersteuerungen. Eine zweite Art der Umsteuerungen, die ünger als die Kulißensteuerungen und namentlich bei Schiffsmaschinen

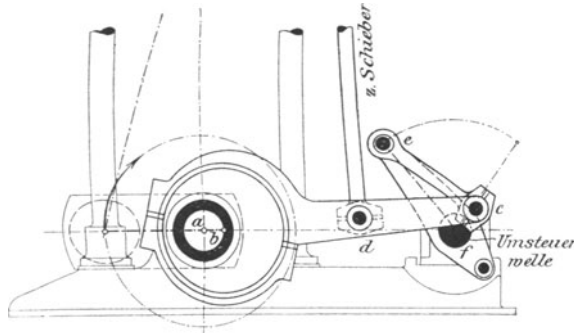


Fig. 50. Lenkersteuerung von Marshall-Bremme. (Nach Veist.)

und Lokomotiven eingeführt ist, sind die Lenkersteuerungen. Sie arbeiten zum Unterschiede von den Kulißensteuerungen statt mit zwei Exzentern nur mit einem solchen. Der Schieber wird auch nicht von diesem Exzenter unmittelbar, sondern von **einem Punkt der Exzenterstange** aus gesteuert. Nebenstehende Fig. 50 zeigt die Lenkersteuerung von Marshall-Bremme. Von dem auf der Kurbelwelle aufgekeilten Exzenter *a b* geht wagerecht die Exzenterstange *b—c* aus, deren Endpunkt *c* durch die bewegliche Schwinde *e—c* in einem flachen Kreisbogen geführt wird. Die Exzenterstange ist im Punkt *d* mit der Schieberstange verbunden. Soll die Dampfmaschine umgesteuert werden, so dreht der Maschinist die Umsteuerwelle *f*, mit welcher der Punkt *e* durch den Hebel *e f* fest verbunden ist. Bei dieser Drehung der Umsteuerwelle gelangt der Punkt *e* in die gestrichelte Lage nach rechts, wobei auch der Endpunkt *c* der Exzenterstange seine Lage verändert, indem er nach unten gedrückt wird. Diese Veränderung der Lage der Exzenter-

stange hat zur Folge, daß der Punkt d und der mit letzterem verbundene Schieber ebenfalls eine tiefere Lage einnehmen. Wie bei der Kulissensteuerung kann auch bei der Lenkersteuerung die Füllung der Maschine dadurch verändert werden, daß der Hebel $e f$ mehr oder weniger aus seiner Mittellage (d. h. aus seiner senkrechten Stellung) herausgedreht wird. Hat er seine Mittellage eingenommen, so wird die Kurve, welche der Punkt d beschreibt, so flach, daß der Schieber, wie dies auch bei der Kulissensteuerung der Fall ist, keinen Dampf in den Zylinder einströmen läßt und die Maschine

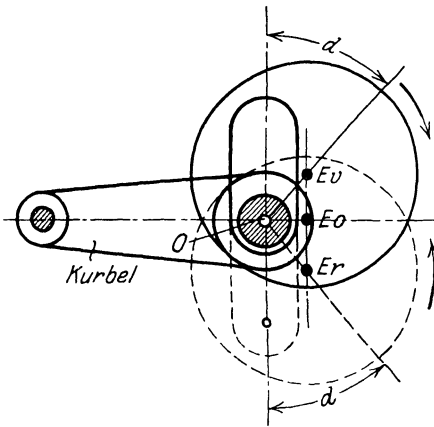


Fig. 51. Schematische Darstellung der Umsteuerung mit direkter Exzenterverstellung. KO = Kurbel in der Totlage; Eo = Exzentermittelpunkt bei Nullfüllung; Ev = Exzentermittelpunkt bei Höchstfüllung für Vorwärtsgang; Er = Exzentermittelpunkt bei Höchstfüllung für Rückwärtsgang; K = Kurbelzapfen; O = Hauptwelle der Maschine.

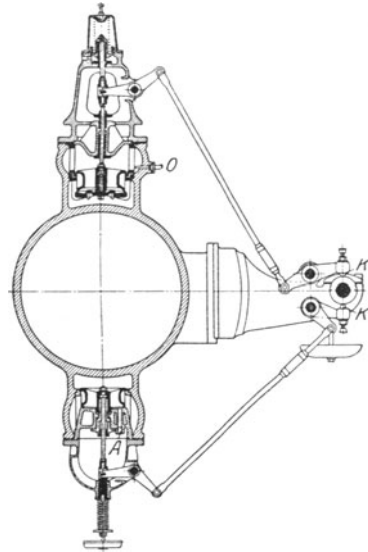
(bei e und am anderen Ende) zu einem Rahmen fest miteinander verbunden sind, zwischen welchem die Schwinge $e c$ und die Exzenterstange $b c$ ihre Bewegung ausführen.

4. Die Umsteuerung mit direkter Exzenteranstellung sind in einfacher Weise durchführbar, indem ein geschliztes Exzenter (siehe Fig. 51) um die Strecke $Ev Er$ verschoben wird. Die Exzenterstellungen $O Ev$ und $O Er$ ergeben die größten Füllungen für den Vorwärtsgang und den Rückwärtsgang. In den Zwischenstellungen sind die Füllungen kleiner, wobei die Kompression und die Vorausströmung größer werden. Steht der Exzenter im Punkte Eo , d. h. liegt seine Hubrichtung in einer Linie mit der Kurbel $K O$, so ist die Füllung O und die Maschine steht still. Bei Eo

alsdann still steht. Kommt der Hebel $e f$ über seine Mittellage hinaus, so beginnt die entgegengesetzte Drehrichtung der Maschine. Bei stehenden Maschinen liegt die Exzenterstange $b c$ in der Kurbeltotpunktlage wagerecht, bei liegenden Maschinen, also bei Lokomotiven, hingegen senkrecht. Damit beim Umsteuern der Maschine der Lenker $e c$ und die Exzenterstange $b c$ an der Umsteuerwelle f vorbeigeführt werden können, muß letztere mit dem Hebel $e f$ abschneiden. Man bringt deshalb zwei solcher Hebel an, die durch Bolzen

liegt sonach der Wendepunkt beim Umsteuern der Maschine aus der einen in die andere Drehrichtung. Derartige Steuerungen sind neuerdings von Lentz eingeführt und hauptsächlich an Lokomotiven in Anwendung.

Die Nockensteuerung der Fördermaschinen in Bergwerken ist bei Ventilmaschinen in Anwendung. An Stelle der Exzenter sind Nocken (auch Höcker, Daumen usw. genannt) nebeneinander vorhanden, die zu einem Stücke, der Steuerhülse, zusammengegossen und in der Längsrichtung auf der Steuerwelle verschiebbar sind. Da sie von letzterer beim Gange der Maschine mitgenommen werden müssen, sind sie mit derselben durch Nute und Feder verbunden. Für jedes Ventil sind zwei Nocken bestimmt, und zwar je eine für den Vorwärts- und für den Rückwärtsgang; ihre Zahl beträgt demnach 8. Die Bewegung des Steuergestänges wird durch Winkelhebel, die mit einem Ende den Nocken berühren, abgenommen. Damit sich diese Hebelenden nicht zu sehr abnutzen und die Reibung möglichst klein bleibt, erhalten sie nachstellbare Kugeln; außerdem werden die Höcker aus Schmiedestahl hergestellt.



Wird die Steuerhülse mittels des Steuerhebels von dem Maschinenführer soweit verschoben, daß die Kugeln zwischen zwei Nocken für die verschiedenen Drehrichtungen stehen, so werden die Ein- und Auslaßventile nicht angehoben, die Maschine erhält alsdann keinen Dampf und steht still. Zwischen den Endstellungen der Steuerungshülse, also zwischen der Null- und der Höchstfüllung, ergeben sich mittlere Füllungen, die der Maschinenführer nach Bedarf einstellen kann, wie dies auch bei den anderen besprochenen Umsteuerungen der Fall ist. Nach dem Konstrukteur, der sie erstmalig angewendete, heißen diese Steuerungen auch Kraft'sche Steuerungen (Fig. 52 u. 53).

Die Bergwerksfördermaschinen werden zur Verhütung von Anfällen, die durch das Stauchen (zu hartes Aufsetzen des unteren Korbes auf die

Schachtsohle) oder durch Übertreiben (des oberen Korbes an der Schachtmündung) entstehen können, mit Sicherheitsvorrichtungen ausgerüstet. Hierzu bedient man sich der zwangsläufigen Regelung der Dampfszufuhr (Ändern der Füllung, Drosseln, Abstoppen) und der Bremsen. Durch die Regelung der Dampfszufuhr wird die Überschreitung der größten zulässigen Geschwindigkeit verhindert; sie wirkt genügend sicher während des mittleren Teiles des Förderzuges, versagt aber bei negativer Belastung, d. h. wenn die Förderlast und das Gewicht des im Schacht herabhängenden Förderseiles so groß sind, daß sie die Dampfmaschinen mitschleppen. In diesem

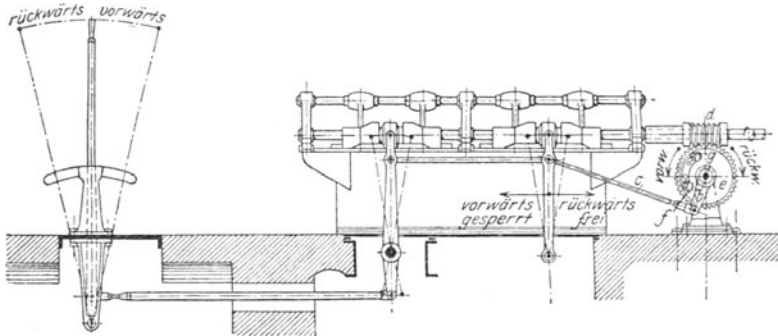


Fig. 53. Anfahrregler für Fördermaschinen. Das Schneckenrad e wird von der Schnecke d auf der Steuervelle während des Ganges der Maschine gedreht. In der obersten Stellung des Förderkorbes steht der Anschlag f dicht vor dem Hebel b und schiebt letzteren vor sich her, falls der Förderkorb zu hoch gezogen wird. Mit dieser Bewegung des Hebels b ist aber auch die Bewegung der Steuerhebel in ihre Mittellage verbunden, so daß die Maschine stillgesetzt wird. Der Anschlag g wirkt in derselben Weise für die entgegengesetzte Drehrichtung, wenn der Förderkorb am anderen Ende seiner Bahn, also etwa über der Schachtsohle steht.

Falle wird entweder Gegendampf gegeben oder es tritt eine selbstauslösende Bremse in Tätigkeit, wodurch der Gang der Maschine verlangsamt und völlig aufgehalten wird. Während des mittleren Teiles des Förderzuges wird die auslösende Vorrichtung gewöhnlich durch den Regulator allein betätigt; sie muß aber auch gegen Ende des Förderzuges bei dann naturgemäß geringeren Geschwindigkeiten wirken, und dies wird unter Zuhilfenahme des Leufenanzeigers erreicht. Am Ende des Förderzuges bewirkt endlich im Falle des Übertreibens derselbe auch das Auslösen der Bremse. Letzteres geschieht meist dadurch, daß ein im gewöhnlichen Betriebe hoch gehaltenes Gewicht freigegeben wird und alsdann durch seine Last die auf das Schwungrad wirkende Dampfbremse anzieht.

Die Umsteuerungen der Fördermaschine müssen aus Sicherheitsgründen noch so eingerichtet sein, daß der Maschinenführer die Maschine, wenn sie sich in der obersten oder untersten Endstellung befindet, beim Anfahren nicht auf die falsche Drehrichtung einstellen kann. Eine solche Vorrichtung zeigt Fig. 53.

8. Die Regulierung.

Das Schwungrad. Der auf den Kolben wirkende Dampfdruck ist während des ersten Teiles eines Hubes (d. i. eine halbe Umdrehung der

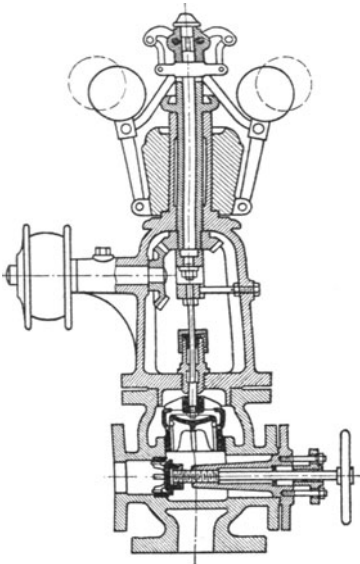


Fig. 54. Regulator mit Drosselventil von Steinle & Hartung, Quedlinburg.

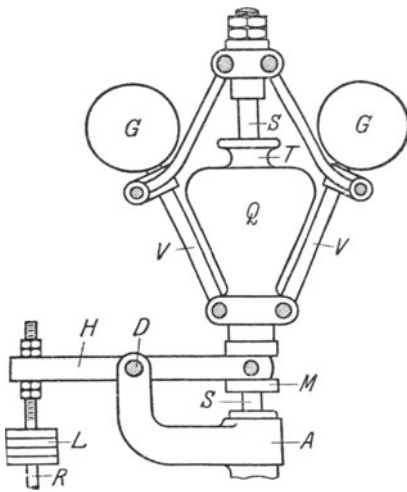


Fig. 55. Der Porter'sche Regulator.

Maschine) groß und nimmt dann allmählich bis auf die Austrittsspannung ab. Die Folge dieses Druckabfalles ist eine allmähliche Verringerung der Umlaufgeschwindigkeit der Maschine nach dem Totpunkte zu. Einen Ausgleich bewirkt hierbei das Schwungrad, in dessen schwerem Kranze sich während der Volldruckperiode so viel Kraft ansammelt, daß die hierauf folgende Geschwindigkeitsabnahme während der Expansions- und der Kompressionsperiode verringert und die Maschine auch über die Totpunktslagen, über die sie ohne Schwungrad überhaupt nicht hinauskommen würde, hinweggedreht wird.

Der Regulator hat die Umdrehungszahl der Dampfmaschine auf gleicher Höhe zu erhalten. Verändert sich die Belastung der Maschine, nimmt sie

etwa durch Ausrücken von Arbeitsmaschinen ab, so daß die Maschine entlastet wird und schneller läuft, so muß er eine entsprechende Veränderung, und zwar in dem angezogenen Falle eine Verkleinerung der Füllung bewirken, damit die Umdrehungszahl wieder normal wird.

Bei kleinen Dampfmaschinen wird diese Veränderung durch die Drosselung des Dampfes bewirkt (Fig. 54). Oberhalb des Dampfabsperrentils befindet sich das **Drosselventil**, dessen Regel bei zunehmender Geschwindigkeit der Maschine dem Ventilsitz genähert wird und hierbei den einströmenden Dampf drosselt, so daß die Dampfspannung im Zylinder fällt und die Umdrehungszahl der Maschine abnimmt. Die Bewegung des Ventilveregels wird durch die Schwungkugeln bewirkt, welche die Regulatorspindel, an deren unterem Ende der Regel hängt, heben oder senken. Bei Maschinenstillstand ist das Ventil völlig offen. Der Antrieb des Regulators erfolgt mittels eines Riemens von der Schwungradwelle aus. Unterhalb vom Drosselventil befindet sich das Dampfabsperrentil mit wagerechter Spindel.

Das Drosseln des Dampfes ist, vom Standpunkte des Dampfverbrauches aus betrachtet, nicht sparsam, und es wird ihm bei der Regelung der Dampfmaschine die Veränderung des jeweiligen Füllungsgrades vorgezogen, wobei der Regulator auf das Steuerungsgestänge so einwirkt, daß die Dampfeinströmung nach einem kürzeren oder längeren Kolbenlauf aufhört, je nachdem sich durch eine Entlastung oder Belastung die Ab- oder Zunahme der Umdrehungszahl der Maschine erforderlich macht.

Fig. 55 zeigt den häufig angewendeten **Porter'schen Regulator**. Bei steigender Umdrehungszahl der Dampfmaschine werden die Kugeln G durch die Zentrifugalkraft nach außen geschleudert, so daß sie die Muffe M in die Höhe ziehen; bei abnehmender Umdrehungszahl wird die Muffe gesenkt. Die Bewegung der letzteren wird durch den Hebel H und die Stange R auf die Steuerung übertragen, wobei die Füllung der Maschine vergrößert oder verkleinert wird. Damit nicht zu große und schwere Schwungkugeln erforderlich sind, wird das Gegengewicht Q angebracht, welches die Hebel V und die Muffe M nach unten zu ziehen bestrebt ist und den Kugeln G somit entgegenwirkt. Bei dem ältesten, zuerst von Watt gebauten Regulator fehlte dieses Gewicht, was den Nachteil hatte, daß die Schwungkugeln für eine ausreichende und gleichmäßig wirkende Verstellkraft sehr schwer sein mußten. Soll die Maschine zeitweise schneller laufen, so ist die Belastung des Regulators zu ändern. Zu diesem Zwecke erhält die Verbindungsstange R des Regulators mit der Steuerung einige kleine Gewichte L, die der Maschinist während des Ganges der Maschine auflegen oder (zur Verringerung der Drehzahl) abnehmen kann.

Je schwerer die Schwungfugeln sind, um so langsamer ändern sie ihre Geschwindigkeit und verstellen sie die Steuerung; andererseits haben sie den Vorzug einer gleichmäßigen Regulierung gegenüber den Schwungfugeln von geringem Gewicht, die bei Geschwindigkeitsänderungen der Maschine zu schnell nachgeben und daher die Füllung stoßweise verändern.

Einige Abhilfe wird zwar durch das Gegengewicht Q erreicht, doch ist bei den Regulatoren mit schweren Gewichtsmassen die Reibung in der Muffe sehr groß. Man wendet deshalb an Stelle des Gegengewichtes starke Federn an, die als Gegenbelastung zu den Schwungfugeln wirken. Fig. 56 zeigt einen solchen, viel im Gebrauche befindlichen Federregulator. In seinem Kopfe sind die Schwunggewichte untergebracht, die sich infolge der Zentrifugalkraft nach dem Rande zu bewegen, hierbei die Muffe heben sowie die Federn zusammendrücken und durch deren Gegendruck besser regulieren. An der Verlängerung des Muffenhebels ist des gleichmäßigen Arbeitens des Regulators halber und zur Vermeidung von Schwingungen eine Ölbremse angebracht. Letztere (Fig. 57) enthält einen Kolben mit einer Durchbohrung für den Öldurchlaß. Die Schraube D gestattet durch die Verengung und Erweiterung dieser Durchlaßöffnung die Beweglichkeit der Ölbremse und somit auch des Regulators zu verändern.

An die Regulatoren werden bestimmte Anforderungen in bezug auf Empfindlichkeit und Verstellkraft gestellt. Sie entsprechen bald der einen, bald der anderen Anforderung mehr oder weniger, woraus sich ihre vielerlei Bauarten erklären. Ein Regulator muß so gebaut sein, daß bei zunehmender Geschwindigkeit der Maschine, also bei wachsender Umdrehungszahl derselben, die Muffe hochgezogen wird. Jeder Muffenstellung müssen hierbei eine bestimmte Füllung und eine gewisse Drehzahl der Maschine

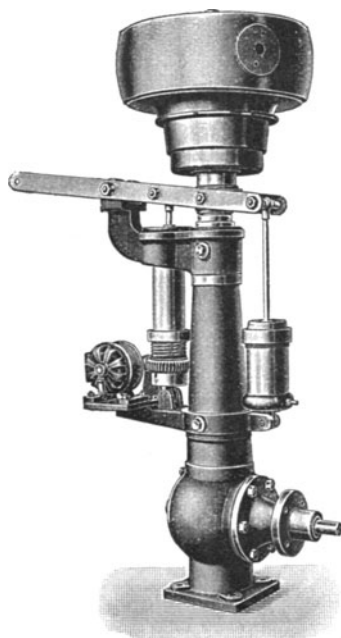


Fig. 56. Federregulator von Steinle & Hartung, Quedlinburg, mit Ölbremse und elektromotorischer Drehzahlverstellung vom Schaltbrett aus.

entsprechen. Ein solcher Regulator befindet sich im stabilen (festen) Gleichgewicht, oder man nennt ihn kurz einen statischen (d. h. einen Gleichgewichts-) Regulator, im Gegensatz zu den Regulatoren, bei welchen die Schwungkugeln auch auseinanderfliegen (sich von der Regulatorachse entfernen), wenn sich die Geschwindigkeit der Maschine nicht verändert. Von letzteren Regulatoren sagt man, sie befinden sich im labilen (schwankenden) Gleichgewicht und man nennt sie auch astatische (unruhige) Regulatoren, die selbstverständlich für den praktischen Betrieb nicht geeignet sind. Der statische Regulator soll möglichst empfindlich sein, weshalb er dem astatischen sehr nahe ausgebildet wird und dann pseudoastatisch (täuschendastatisch) genannt wird. Er erhält neben der großen Empfindlichkeit eine starke Ver-

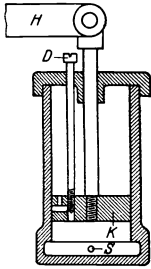


Fig. 57. Ölbremsen-Steinle & Hartung.

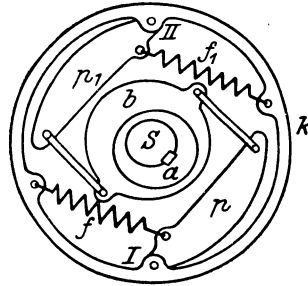


Fig. 58. Schematische Darstellung des Achsenreglers.

stellkraft, so daß seine Muffe bei Geschwindigkeitsänderungen der Maschine sehr schnell gehoben oder gesenkt, insofgedessen die Füllung im Zylinder rasch geändert wird und die Umdrehungszahl der Maschine nicht sehr schwankt.

Die **Achsenregler** (Fig. 59), auch **Flachregler** genannt, haben sich in neuerer Zeit, und zwar an schnelllaufenden Dampfmaschinen an Stelle der Schwungkugelregulatoren eingeführt. Sie unterscheiden sich in ihrer Wirkung von letzteren insofern, als sie den Dampfeinlaß durch Verstellen der Exzenter regulieren, neben denen sie daher auch angebracht werden müssen. Angewendet werden sie bei Schieber- wie auch bei Ventilsteuerungen. Bei den Dampfmaschinen mit Schiebersteuerungen sitzen sie auf der Hauptwelle, bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerung auf der Steuerwelle. Fig. 58 stellt einen Achsenregler schematisch dar. Auf der Welle S ist ein Exzenter a fest aufgekittet, auf dem sich ein zweites drehbares Exzenter b befindet. Die Exzenter a heißen Grund-, die Exzenter b Drehexzenter. Letzteres ist bei den Dampfmaschinen mit Schiebersteuerung

mit der Schieberstange, also mit dem Schieber, verbunden. Solange die Dampfmaschine mit unveränderter Umdrehungszahl umläuft, laufen beide Exzenter wie ein gemeinsames Exzenter. Vergrößert sich die Umdrehungszahl der Maschine, so werden die Enden der beiden um die Bolzen I und II drehbaren Gewichte p und p_1 nach außen geschleudert und verdrehen hierbei das äußere Exzenter auf dem inneren. Hierdurch verringert sich der von beiden Exzentern gemeinsam ausgeführte Hub

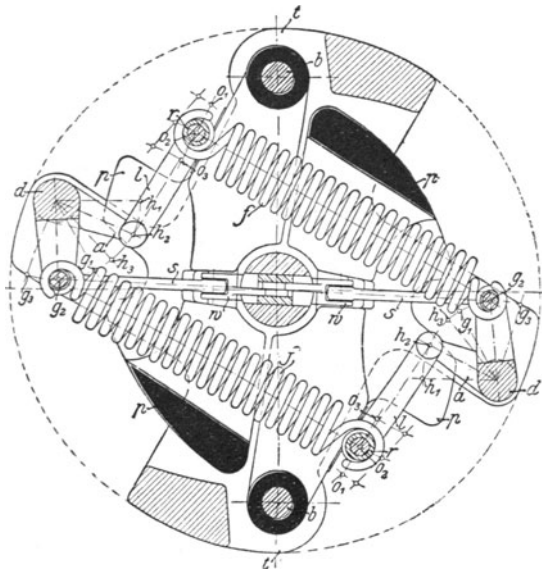


Fig. 59. Querschnitt des Axenreglers Patent Proell.

des Schiebers, so daß die Einströmungsperiode verkürzt wird und die Dampfmaschine solange weniger Dampf erhält, bis ihre Umlaufzahl wieder auf das normale Maß herabgeht. Beginnt die Maschine langsam zu gehen, so werden die Gewichte von den starken Federn f und f_1 nach innen gezogen und das Drehexzenter in entgegengesetzter Weise auf dem Grundeexzenter gedreht. Der ganze Mechanismus ist in einer Kapsel k untergebracht, an deren Stirnwänden die festen Drehpunkte der Gewichte angebracht sind.

Die Axenregler sind etwas teurer als die Schwingfegelregulatoren, doch regulieren sie die Umlaufzahl der Maschine schneller, da sie unmittelbarer wirken als jene. Bei Ventilmaschinen mit Flachreglern wird, wie aus Fig. 44 S. 57 ersichtlich ist, außerdem die Steuerung sehr einfach.

Die Achsenregler werden auch für verschiedene Umdrehungszahlen der Dampfmaschine einstellbar gebaut (Fig. 59 u. 60). Die Steuerwelle ist in diesem Falle hohl und von einer zweiten Welle durchzogen, welche mittels der am Ende der Steuerwelle angebrachten Handräder verschoben werden kann. Durch diese Verschiebung werden die Hebel *w* und die mit letzterem verbundenen Hebel *s* bewegt, was ein stärkeres Anziehen oder Nachlassen der Reglerfedern *f* zur Folge hat, so daß ein schnelleres oder lang-

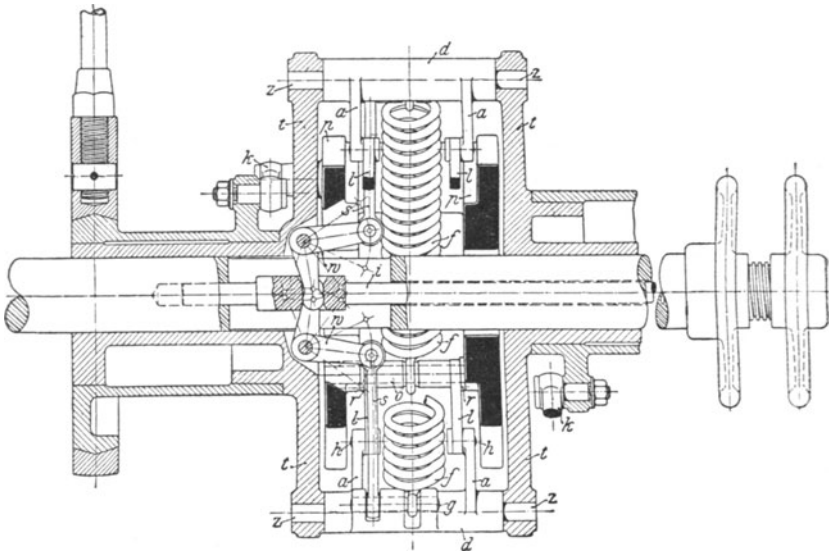


Fig. 60. Flachregler mit Verstellbarkeit der Umdrehungszahl der Maschine während des Ganges. Patent Proell.

lameses Laufen der Dampfmaschine herbeigeführt wird. Die Verdrehung der Drehexzenter erfolgt durch die Zugstangen *k*.

Die Flachregler erhalten zum Unfallschutze ein Gehäuse, welches, wie Fig. 61 zeigt, aufklappbar eingerichtet ist, so daß der Reglermechanismus beim Stillstande der Maschine bequem kontrolliert werden kann.

9. Die Kondensation.

Tritt der im Dampfzylinder niedergearbeitete Dampf ins Freie — man nennt dertartige Dampfmaschinen Auspuffmaschinen — so muß der ausströmende Dampf den äußeren Luftdruck, der 1 Atm. beträgt, sowie den

Strömungswiderstand in der Auspuffrohrleitung überwinden. Es beträgt daher bei solchen Maschinen der Gegendruck auf den Kolben während der

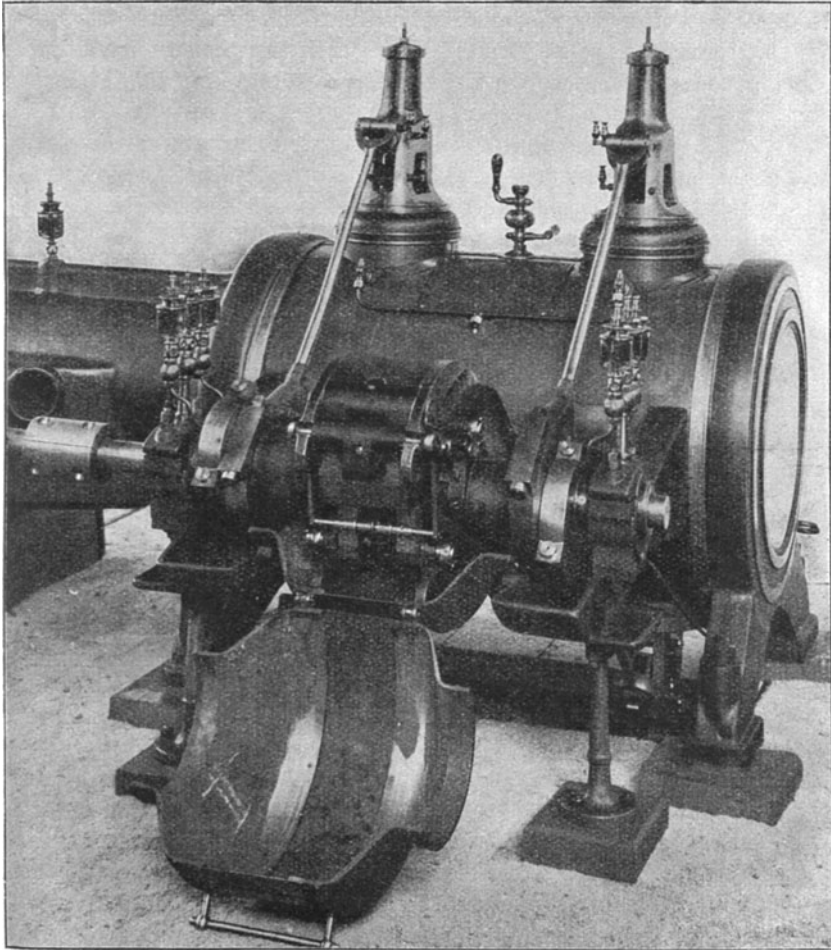


Fig. 61. Anordnung eines Flachreglers. Patent Proell. Ausführung der Maschinenfabrik Herm. Ulbricht, Chemnitz (zu vergl. Fig. 58 bis 60).

Ausströmungsperiode etwa 1,1 oder 1,2 Atm. Schlägt man aber den austretenden Dampf durch Abkühlung nieder, so entsteht hinter dem Kolben eine Luftleere (ein Vakuum), die zwar keine vollkommene ist, aber doch

so weit geht, daß der Gegendruck während der Ausströmungsperiode nahezu gleich Null und der wirksame Arbeitsdruck des Dampfes im Zylinder hierdurch um annähernd 1 Atm. erhöht wird. Man erzielt demnach auf diesem Wege eine beträchtliche Mehrleistung der Dampfmaschine. Die Einrichtung zum Niederschlagen des Dampfes nennt man den Kondensator. Das Niederschlagen (Kondensieren) des Dampfes wird durch kaltes Wasser (das Kühl- oder Einspritzwasser) bewirkt.

Soll die erreichte Luftleere in dem Kondensator dauernd bestehen bleiben, so muß außer dem Kühlwasser und dem niedergeschlagenen Dampf auch die in den Kondensator gelangte Luft abgesaugt werden. Diese Luft entflammt zum Teil dem Kesselspeisewasser und wird vom Dampfe mitgeführt, dem sie sich an undichten Stellen der Dampfmaschine (Stopfbüchsen und Rohrleitungen) beimengt, zum Teil entflammt sie auch dem stets lufthaltigen Einspritzwasser, das bei der Erwärmung seinen Luftgehalt ausscheidet.

Zu einer Kondensationsanlage gehört daher auch eine Luftpumpe. Häufig ist aber die Kühl- oder Einspritzwasserpumpe zugleich auch Luftpumpe, als welche man daher auch den ganzen Kondensator bezeichnet. Bei den Oberflächenkondensatoren (siehe Fig. 107 S. 138) ist jedoch eine besondere kleine Luftpumpe vorhanden.

Die Einspritzkondensation.

Dieselbe ist in Fig. 62 schematisch dargestellt. Sie besteht aus einer doppelt wirkenden Wasserpumpe mit dem Kolben **K**. Das Kühlwasser wird aus einem Brunnen schacht durch das Saugrohr **S** angefaugt und tritt, nachdem es durch den Hahn **E** (den sogenannten Einspritzhahn) hindurchgeströmt ist, durch das Rohr **R**, welches auf seiner ganzen Länge mit einer großen Anzahl von etwa 3—4 mm großen Löchern versehen ist, in Form einer Brause aus und spritzt hierbei in den vom Dampfzylinder kommenden Dampf hinein, der infolgedessen sofort zu Wasser abgekühlt und niedergeschlagen wird. Das miteinander vermischte Kühl- und Dampfwater wird vom Pumpenkolben **K** durch die Saugventile **g** angefaugt, durch die Druckventile **d** hindurchgedrückt und fließt durch das Rohr **U** nach einer Schluße ab. (Fig. 62 ist nur eine schematische Zeichnung; die praktische Ausführung der Kondensatorpumpe weicht von derselben insofern ab, als sie nicht nur je eine Saug- und Druckseite, sondern je zwei derselben hat.)

Wir ersehen, daß der Einspritzkondensator im Grunde genommen weiter nichts ist als eine Wasserpumpe, deren Saugrohr nicht, wie bei den gewöhnlichen Pumpen, geschlossen, sondern am Einspritzrohr, also an der

Dampfzutrittsstelle, unterbrochen ist. In dieser Abweichung liegt auch die Ursache für das leichte Versagen des Kondensators. Zieht man in Betracht, daß das Versagen der gewöhnlichen Pumpen in den meisten Fällen

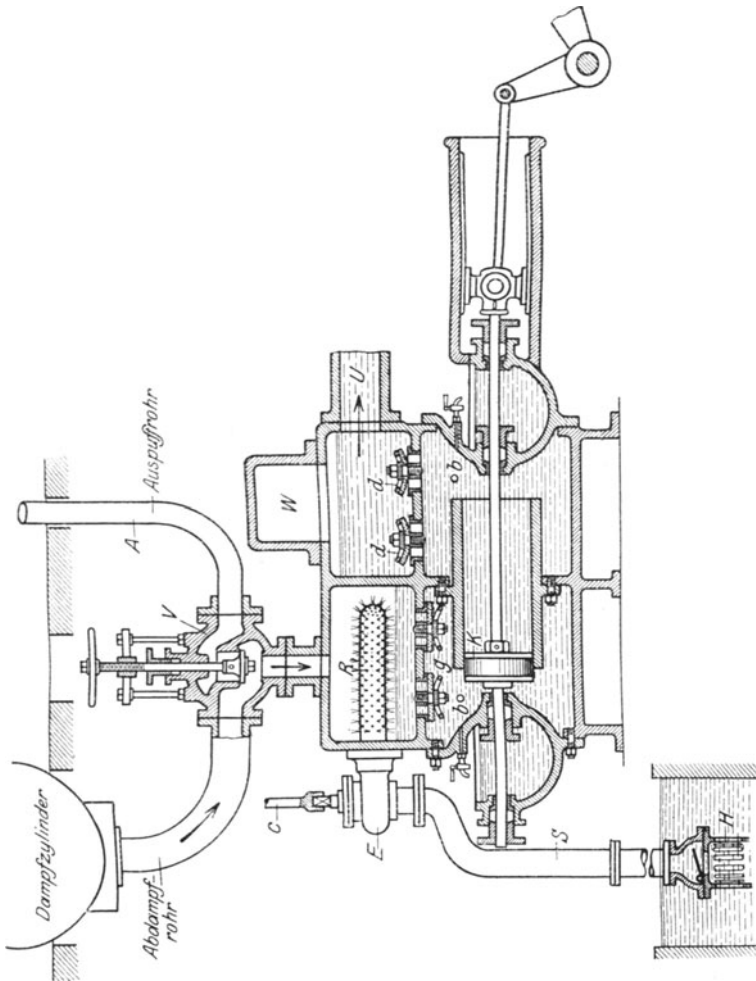


Fig. 62. Schematische Darstellung einer Einspritzkondensation.

auf einen Mangel bei der Saugwirkung zurückzuführen ist, so wird dies beim Einspritzkondensator noch vielmehr zutreffen, d. h. das Wasser in der Saugleitung wird bei letzterem leichter abreißen als bei den gewöhnlichen Pumpen mit vollständig geschlossenem Saugrohr, und es muß daher der

Maschinist seine ganz besondere Sorgfalt darauf verwenden, daß die gute Saugwirkung des Kondensators ständig erhalten bleibt.

Um das Vakuum zu verbessern, ist bei manchen Kondensatoren eine Rohrleitung von etwa 20—40 mm lichter Weite angebracht, die über dem Einspritzrohr mündet und durch die aus einem Wasserbehälter ein Wasserstrahl in den Einspritzraum geführt wird. Mittels eines Ventils kann diese Rohrleitung nach Bedarf an- und abgestellt werden; zumeist wird sie nur beim Anlaufen der Maschine benutzt, doch kann sie auch, wenn der Wasserverbrauch keine Rolle spielt, während des Ganges der Maschine ständig geöffnet bleiben. Beim Abstellen der Maschine ist sie jedoch regelmäßig zu schließen, damit bei Stillstand nicht etwa der Zylinder mit Wasser gefüllt wird.

Infolge der Wirkung des Einspritzwassers strömt der aus dem Dampfzylinder austretende Dampf gierig und mit einer außerordentlich großen Geschwindigkeit nach dem Kondensator, so daß das durch das Einspritzwasser erzeugte Vakuum tatsächlich auch im Dampfzylinder während der Ausströmungsperiode vorhanden ist. Zur Erzielung einer guten Luftleere im Zylinder rückt man den Kondensator möglichst dicht an die Dampfauslaßventile heran, indem man die Abdampfleitung recht kurz macht. Beachtet man, daß beim Auspuffbetrieb der ausströmende Dampf den äußeren Luftdruck, also eine Atmosphäre Druck mehr als beim Kondensatorbetrieb zu überwinden hat, so ergibt sich, daß die Dampfausströmung an Kondensationsmaschinen stärker ist und mit größerer Geschwindigkeit vor sich geht als bei Auspuffmaschinen und daß daher bei letzteren die Dampfauslaßkanäle am Zylinder länger und weiter geöffnet werden müssen als bei jenen.

Der Kondensator wird gewöhnlich in einer Unterkellerung des Dampfmaschinenhauses aufgestellt, was den Vorteil hat, daß die Saughöhe der Kondensatorpumpe kleiner wird, so daß letztere nicht so leicht verfaßt; außerdem wird die Entwässerung der Dampfleitung zwischen Zylinder und Kondensator erleichtert, da das darin sich niederschlagende Wasser der Pumpe selbsttätig zuläuft. Der Antrieb der Kondensatorpumpe erfolgt durch ein Gestänge entweder vom Kurbelzapfen oder von dem hinteren Ende der durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine aus; doch sind auch Pumpen mit selbständigem Antrieb durch einen Elektromotor gebräuchlich.

Die Bedienung des Kondensators. Der Maschinist muß dem Kondensator große Aufmerksamkeit zuwenden. Verfaßt der Kondensator während des Ganges der Maschine, so muß letztere abgestellt werden. Bedarf die Beseitigung der Betriebsstörung am Kondensator längerer Zeit, so kann die Maschine auch mit Auspuff arbeiten. Zu diesem Zwecke schraubt der

Maschinist die Spindel des Dreiwegventils V in der Dampfleitung nieder, so daß der Dampf nicht mehr in den Kondensator einströmen kann, sondern durch das Auspuffrohr A ins Freie tritt. Ferner muß er die Auslaßdaumen (siehe Fig. 40 S. 54) an dem Zylinder vor dem Kondensator etwas weiterstellen, damit der Dampf bei seinem Austritt aus dem Zylinder einen leichteren, bequemeren Ausweg hat. Bei diesem Umstellen der Dampfauslaßdaumen ist aber darauf zu achten, daß eine regelrechte Dampfverteilung im Zylinder erhalten bleibt und nicht etwa der Dampfaustritt noch geöffnet ist, wenn das auf derselben Zylinderseite befindliche Dampfeinlaßventil bereits wieder eröffnet ist. Bei Dampfmaschinen ohne solche Einlaßdaumen könnte man den Dampfauslaß aus dem Zylinder auch dadurch erleichtern, daß man die Auslaßbohrerbohrungen mittels der daran angebrachten Verschraubungen verlängert; doch ist dem Maschinisten, falls er nicht ganz genau über diese Veränderungen unterrichtet ist, nur anzuraten, er möge von derartigen Eingriffen in die Steuerungen völlig absehen und für einen unge störten Betrieb des Kondensators sorgen. Im allgemeinen kann das Arbeiten einer Kondensationsmaschine mit Auspuff nur ein kurzfristiger Notbehelf sein. Der Gang der Maschine wird dabei infolge der unregelmäßigen Dampfverteilung im Zylinder nicht nur schwer und pochend, sondern der Dampfverbrauch wächst auch so stark an, daß das Kesselhauspersonal meist die größte Mühe aufwenden muß, um genügend Dampf zu schaffen. Große Dampfmaschinen erhalten daher überhaupt keine Einrichtung für den aushilfsweisen Auspuffbetrieb.

Zur Vermeidung von Störungen des Kondensatorbetriebes muß der Maschinist zunächst stets für einen ungehinderten, leichten Zufluß des Wassers zur Kondensatorpumpe sorgen und den Saugkorb H am unteren Ende der Saugleitung sowie das Einspritzrohr regelmäßig reinigen, denn sowohl der Saugkorb wie auch das Einspritzrohr setzen sich im Laufe der Zeit voll Schmutz und verursachen, wenn sie auch nur teilweise verstopft sind, sehr leicht ein Versagen der Kondensatorpumpe. Hängt der Saugkorb in einem Brunnen schacht, so ist es sehr zweckmäßig, darin einen Podest und einen Flaschenzug anzubringen, damit der Saugkorb behufs Reinigung leicht abgeschraubt und hochgezogen werden kann. Alle Rohrleitungen nach dem Kondensator müssen ferner gut dicht gehalten werden. Als Dichtung sind gute Gummidichtungen zu verwenden. An den Stellen, wo die Kolbenstange durch das Gehäuse des Kondensators hindurchgeht, sind Wassertröge angebracht, die der Maschinist regelmäßig mit Wasser füllen muß, damit durch die Stopfbüchsen nicht Luft in den Kondensator gelangt und das Vakuum in demselben zerstört.

Statt der bei gewöhnlichen Pumpen üblichen Metallventile wendet man im Kondensator zumeist **Gummiklappen** (Fig. 63) von etwa 10—20 mm Dicke an. Die Gummiklappen sind zumeist scheibenförmig. Beim Öffnen schlagen sie zum Schutze gegen zu weites Umbiegen gegen einen Klappenfänger, der durchlocht ausgeführt wird, damit die Klappe nicht daran haften bleibt. Auf dem Schraubenbolzen, womit sie befestigt sind, erhalten die Gummiklappen ein wenig Spielraum in senkrechter Richtung, da sie andernfalls leicht reißen, was ohnehin bei längerem Gebrauche mitunter vorkommt. Losgerissene Gummiklappen werden meist von dem Wasser mit fortgerissen und können beim Durchgang durch die Pumpe auch andere Klappen mit losreißen. Schadhafte Gummiklappen oder schadhafte Be-

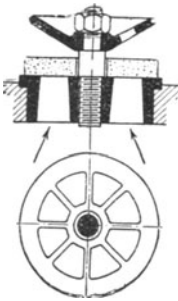


Fig. 63. Anordnung einer Gummiklappe im Kondensator. (Nach R. Schmidt.)

festigungsschrauben derselben sind daher rechtzeitig auszuwechseln. Die Gummiklappen sind auch öfter vom Maschinisten nachzusehen; zur Erleichterung dieser Kontrolle sind die Ventilkammern seitlich mit großen, abschraubbaren Deckeln versehen. Neuerdings werden auch an Stelle der Gummiklappen dünne Messingventile angebracht. Der Kolben des Kondensators wird häufig aus Holz hergestellt. Eine Schmierung desselben ist nicht möglich, findet aber in geringem Maße durch das ölhaltige Kondensationswasser statt. Ein abgenützter Kolben, der nicht mehr dicht hält, hat natürlich zur Folge, daß die Wirkung der Pumpe nachläßt und das Vakuum schlecht wird. Der Kolben muß daher öfter erneuert werden. Damit das Auswechseln

des Kolbens schnell stattfinden kann, sind Reservokolben bereit zu halten. Holzkolben müssen mehrere Wochen vor ihrer Verwendung im Wasser liegen, damit sie nicht hinterher im Kondensator aufquellen, was schweren Gang des Kolbens, unter Umständen auch ein Abreißen der Schwinghebel zur Folge haben kann. Man dreht deshalb auch die Holzkolben erst unmittelbar vor ihrem Einsetzen in die Kondensatorpumpe auf das richtige Maß ab.

Beim Ingangsetzen und beim Abstellen der Dampfmaschine ist hinsichtlich der Kondensation folgendes zu beachten. Das Dampfabsperrentil am Zylinder wird, nachdem letzterer genügend angewärmt ist, bei der Inbetriebnahme nur soviel geöffnet, daß die Maschine in Bewegung kommt. In den Zylinder gelangt demnach wenig Dampf. Nach zwei bis drei Umdrehungen hat der Maschinist den Einspritzhahn E am Kondensator zu öffnen und die Ablasshähne am Zylinder zu schließen. Die geringe

Dampfmenge im Zylinder, die während der ersten Umdrehungen zum Teil durch die geöffneten Ablasshähne entweichen konnte, wird nunmehr vollständig nach dem Kondensator geleitet und durch das Einspritzwasser niedergeschlagen. Das Dampfabsperrentil ist nunmehr weiter zu öffnen, bis der Regulator spielt und die Maschine die normale Umdrehungszahl macht. Die von Anfang an im Kondensator vorhandene Luft, die während des Stillstandes der Maschine durch die geöffneten Zylinderhähne eingedrungen war, wird während des Ingangsetzens der Maschine durch das Einspritzwasser hinausgespült. Keinesfalls darf der Maschinist das Hauptventil am Zylinder zu rasch öffnen, weil die Maschine alsdann zu schnell anläuft und sich hierbei wieder ein Schließen des Ventils nötig macht, was einen Leerlauf ohne Dampfzutritt und ein Überreißen des Wassers aus dem Kondensator in den Zylinder und dessen Beschädigung durch Wassererschlag zur Folge haben kann.

Beim Abstellen der Kondensation ist folgendes zu beachten: Der Maschinist dreht zunächst das Hauptventil an der Maschine soweit zu, daß es nur ganz wenig geöffnet ist und die Maschine langsam läuft. Schließt er nun das Ventil vollständig, so tritt zwar kein Dampf mehr in die Maschine, letztere wird aber durch die Kraft des Schwungrades noch zwei oder drei Umdrehungen weiter bewegt. Dies hat zur Folge, daß in dem Dampfzylinder ein Vakuum entsteht, was äußerst gefährlich ist, da durch dasselbe das Wasser aus dem Kondensator in den Zylinder hochgesaugt und die Maschine durch Wassererschlag schwer beschädigt werden kann. Es muß daher das Vakuum beim Abstellen der Maschine rechtzeitig zerstört werden, was dadurch geschieht, daß der Maschinist, bevor er das auf geringen Durchlaß eingestellte Hauptventil an der Dampfmaschine völlig schließt, die Entwässerungshähne am Zylinder öffnet, so daß von außen Luft in den Zylinder eintritt, die sich durch die Auslassventile sofort nach dem Kondensator fortpflanzt, das Vakuum in demselben aufhebt und das Hochsteigen des Einspritzwassers verhindert. Gleichzeitig muß aber der Maschinist auch den Kondensator angesaugt werden und das Saugrohr desselben bleibt auch voll Wasser, so daß der Kondensator beim Ingangsetzen der Maschine leicht ansaugt. Es ist also streng zu beachten:

- a) beim Anlassen: erst Dampf und dann Wasser anstellen,
- b) beim Stillsetzen: erst Wasser und dann Dampf abstellen.

Von großer Wichtigkeit ist dabei, daß die Mündungen der Rohre an den Zylinderhähnen nicht unter Wasser stehen und dieses nicht in den Zylinder gesaugt werden kann.

Mehrzylindermaschinen (Verbund- und Compoundmaschinen) machen nach erfolgter Schließung des Dampfabsperrentils am Zylinder noch eine größere Anzahl Umdrehungen bis der im Receiver (siehe Fig. 69, 70), in den Zwischenampfleitungen und im Mantel des zweiten (Niederdruck-) Zylinders vorhandene Dampf aufgezehrt ist, und es kann, wenn der Einspritzhahn unmittelbar nach dem Niederschrauben des Absperrentils geschlossen wird, die Kondensatorpumpe leer geschöpft werden. Um dies zu vermeiden, schließt man zunächst das Dampfabsperrentil am Hochdruckzylinder soweit, daß sich die Geschwindigkeit der Maschine merklich verlangsamt, schließt dann, wenn die Maschine voraussichtlich nur noch wenige Umdrehungen macht, den Wassereinspritzhahn am Kondensator, öffnet hierauf die Abblähähne an den Zylindern und schließt dann das Dampfabsperrentil vollends.

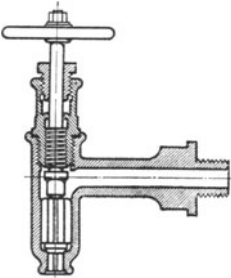


Fig. 64. Schnüffelventil am Kondensator.
(Nach R. Schmidt.)

Zur Milderung des Wassererschlages, der beim Hubwechsel des Pumpenkolbens auftritt, dient der auf dem Pumpengehäuse sitzende, mit Luft gefüllte **Windkessel W** und die in den Saugraum mündenden **Schnüffelventile b** (Fig. 64), durch welche bei jedem Hubwechsel eine geringe Luftmenge in die Pumpe gesaugt wird. Diese Luftmenge darf nicht zu groß sein, da sie die Luftleere, also die Leistung der Dampfmaschine vermindert. Durch Verstellen der Schraube ist die Hubhöhe des Einlaßventils und hiermit die Luftzufuhr veränderlich.

Das Einspritzwasser soll möglichst kalt und wenig lufthaltig sein, um eine gute Luftleere zu erzielen. Gewöhnlich beträgt seine Temperatur 8–15° C, wenn es einem Brunnen, 10–20° C, wenn es einem Flußlaufe oder Teiche und 25–35° C, wenn es einem Rückkühler entnommen wird. Es nimmt im Kondensator die Wärme des Dampfes auf, wobei sich seine Temperatur auf 38–40° C erhöht. Das ablaufende Wasser wird infolgedessen gern zur Dampfkefesspeisung verwendet. Es ist aber in diesem Falle der Dampf, bevor er in den Kondensator gelangt, durch einen Nabscheider zu leiten und hierdurch vom Öl zu befreien, da das ölhaltige Speisewasser den Kessel gefährdet. Die Menge des Einspritzwassers beträgt im Durchschnitt 25–30 kg für 1 kg Dampf, oder das 25- bis 30fache der Kesselspeisewassermenge, falls der Dampfkeffel ausschließlich für die Dampfmaschine arbeitet und die Kondensationsverluste in den Rohrleitungen und in der Maschine so gering sind, so daß sie vernachlässigt werden können.

Bei der Kondensation an der Lanz'schen Lokomotive (Fig. 65) ist folgendes zu beachten: Beim Anlassen der Lokomotive muß das Wechselventil hochgeschraubt sein, so daß der Durchgang nach dem Kondensator zunächst geschlossen ist und der Auspuff ins Freie geht; die Entwässerungshähne am Zylinder müssen offen sein. Hat die Maschine bei Auspuff ihre Drehzahl erreicht, so sind die Zylinderhähne zu schließen und der Einspritzhahn G der Kondensation langsam zu öffnen, bis die Luftpumpe P Wasser fördert und das Vakuum auf 65–70 cm ansteigt. Zieht die Luftpumpe schwer an,

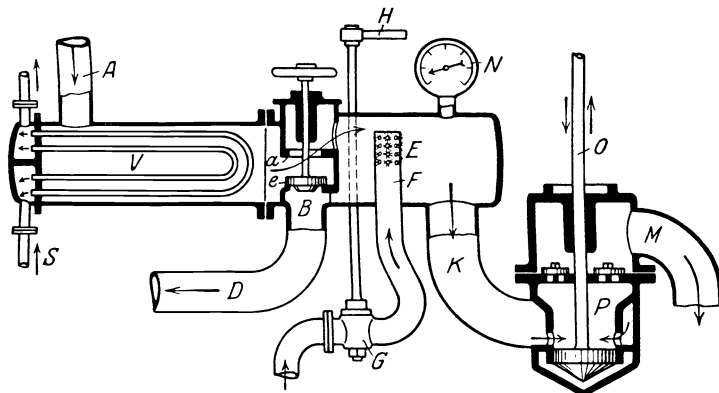


Fig. 65. Schematische Darstellung einer Kondensation an einer Lanz'schen Lokomotive. A = Abdampfrohr vom Zylinder; V = Vorwärmer; S = Speisefleitung nach dem Dampffestel; B = Wechselventil zum Einstellen der Maschine für Auspuff- oder Kondensationsbetrieb; a und e = Sitzflächen des Wechselventils B. D = Auspuffrohr. E = Kondensraum. F = Einspritzrohr. G = Einspritzhahn mit Handgriff H zum Einstellen. K = Rohrleitung für das Wasser nach der Kondensatorpumpe P. M = Ablaufrohr für das Wasser; N = Vakuummeter.

so bewässert man den Kolben durch ein kleines von der Speisepumpe kommendes Rohr. Erst jetzt ist das Wechselventil B rasch niederzuschrauben (wie in der Figur dargestellt), damit der Auspuffdampf in den Kondensator E gelangt. Das Vakuum muß sich dann wieder auf seinen normalen Stand von 65–70 cm einstellen, andernfalls ist der erwähnte Vorgang zu wiederholen. Je nach der Kraftleistung der Maschine wird der Einspritzhahn G so eingestellt, daß die Temperatur des ablaufenden Wassers zwischen 30–35° C liegt. Es ist also bei geringer Kraftleistung weniger, bei großer Kraftleistung mehr Einspritzwasser zu geben. Schlägt die Kondensation beim Gange, so ist weniger Einspritzwasser zu geben und das Schnüffelventil an der Luftpumpe etwas mehr zu öffnen, damit mehr Luft in den Innenraum einströmen kann.

Beim Abstellen ist zuerst der Einspritzhahn G zu schließen, das Wechselventil B hochzuschrauben, also auf Auspuff ins Freie einzustellen, ferner das Dampfventil am Zylinder zu schließen und dessen Entwässerungshähne zu öffnen.

Die richtige Reihenfolge dieser Handhabungen ist genau einzuhalten, da sonst unter Umständen Wasser aus der Kondensation in den Zylinder eintreten und hier großen Schaden anrichten kann. Bemerkenswert ist noch, daß die Pumpe P keine Saugventile, sondern nur Saugschliffe hat, durch welche das Wasser hindurch in die Pumpe eintritt.

Der Vorwärmer V dient zum Vorwärmen des Kesselspeisewassers; arbeitet die Maschine mit Auspuff, so ist der Dampf in demselben etwa 110°C , bei Kondensationsbetrieb hingegen nur etwa $50\text{--}60^{\circ}\text{C}$ heiß. Mitunter wird auch bei großen stationären Dampfmaschinen (also nicht bloß bei Lokomobilen) der Abdampf vom Zylinder durch die Dampfleitung für die Beheizung der Arbeitsräume geführt, bevor er in den Kondensator gelangt. Man nennt solche Heizungen, die jedoch der geringen Dampftemperatur halber nicht sehr häufig angewendet sind, **Vakuumheizungen**. Auf gutes Dichthalten der Heizrohre ist bei denselben zu achten, soll ein gutes Vakuum erzielt und ein Versagen der Kondensation vermieden werden.

Hat der Kondensator versagt oder ist bei einer Reparatur das Wasser aus ihm abgelassen worden, so ist es des leichten Ansaugens wegen besser, wenn er vor dem Ingangsetzen der Maschine zunächst wieder mit Wasser gefüllt wird. Zu diesem Zwecke wird eine in das Saugrohr mündende Rohrleitung mit einem Fülltrichter zum Eingießen von Wasser angebracht. Unterhalb des Fülltrichters, der sich gewöhnlich neben dem Maschinistenstande befindet, besitzt die Rohrleitung einen Absperrhahn, der natürlich nach beendetem Füllen wieder geschlossen werden muß und auf dessen gutes Dichthalten Obacht zu nehmen ist, damit keine falsche Luft in den Kondensator gelangen kann.

Das Messen der Luftleere (des Vakuums) erfolgt mittels des Vakuummeters, der durch eine dünne Rohrleitung von etwa 10 mm Durchmesser mit dem Kondensator verbunden ist und demnach die Luftleere (oder die Spannung) im Einspritzraum anzeigt. Letztere pflanzt sich schnell bis in den Zylinder fort und ist in demselben, genügende Vorausströmung vorausgesetzt, bereits im Kolbentotpunkte vorhanden. Sie erstreckt sich im Zylinder nur auf die Dauer der Ausströmung; sobald diese beendet ist und die Kompression beginnt, hört im Zylinder die Luftleere auf, wird die darin vorhandene Dampfmenge zusammengedrückt und der Dampfdruck gesteigert. Die Vakuummeter sind entweder nach Art der Platten- oder Röhrenfeder-

manometer (siehe Heizerföhule) gebaut, oder man benützt eine aufrecht stehende U-förmige mit Quecksilber gefüllte Glasröhre, die an dem einen Ende offen, also mit der Luft verbunden ist, während das andere Ende durch eine Rohrleitung nach dem luftverdünnten Raume des Kondensators führt, wobei der äußere Luftdruck das Quecksilber in dem Rohrchenkel nach dem Kondensator zu in die Höhe treibt. Da der Luftdruck schwankt, wie wir am Barometer sehen, sind die Angaben des Vakuummeters bei wechselndem Luftdruck veränderlich, auch wenn der Kondensator unverändert arbeitet. Ist der äußere Luftdruck (oder der Barometerstand) niedriger geworden, so wird er das Quecksilber etwas weniger hoch emportreiben; ist er umgekehrt größer geworden, so wird auch das Quecksilber im Vakuummeter steigen. Man vereinigt deshalb auch das Quecksilbervakuummeter mit einem Barometer, so daß jederzeit kontrolliert werden kann, ob die Schwankungen des Vakuummeters auf die Verschiedenheiten des Barometerstandes oder auf andere Ursachen zurückzuführen sind. Fig. 66 zeigt das zumeist angewendete Vakuummeter; dasselbe besteht aus einer am oberen Ende mit dem Kondensator verbundenen Glasröhre, deren unteres Ende in eine mit Quecksilber gefüllte Flasche eintaucht. Die Wirkungsweise ist dieselbe wie beim U-förmigen Vakuummeter. Wird die Verbindung des Vakuummeters mit dem Kondensator gelöst, so fließt das Quecksilber in die Flasche zurück und muß dann auf dem Nullpunkt stehen. Wir ersehen also, daß sich dieses Vakuummeter vom Barometer wenig, und zwar nur insofern unterscheidet, als letzteres oben geschlossen und über dem Quecksilberfaden eine vollkommene Luftleere enthält.

Je nach der Bauart der Kondensationsanlage, der Temperatur und der Menge des Kühlwassers und des aus dem Zylinder ausströmenden Dampfes beträgt die erzeugte Luftleere etwa 80—90% der theoretisch möglichen Luftleere. Da bei dem auf dem Meerespiegel als normal bezeichneten Luftdruck das Quecksilber auf 760 mm = 1 Atm. steht, wird die Skala am Vakuummeter in Millimeter Quecksilbersäule eingeteilt, doch wird auch die Einteilung in hundertstel Atmosphären angewendet. In Deutschland beträgt der durchschnittliche Luftdruck etwa 747 mm und können Schwankungen bis zu 730 mm vor. Auf ein gutes Vakuum in der Dampfmaschine ist großer Wert zu legen, da dasselbe gleichbedeutend mit Dampf-

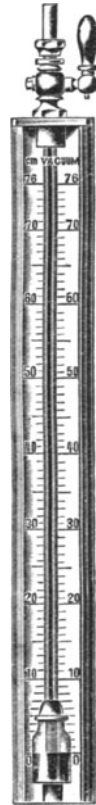


Fig. 66.
Vakuum-
meter der
Firma
Dreher,
Rosenfranz
& Droop
A.G.,
Hannover.

und Kohlenersparnis ist. Die Anschlüsse der Vakuummeter sind sorgfältig dicht zu halten. Etwaige Undichtheiten haben falsche Messungen zur Folge.

Eine gute Kontrolle der Wirkung des Kondensators bietet auch die Beobachtung der Temperatur im Abdampfrohr dicht vor dem Einspritzrohr; dieselbe soll möglichst niedrig, etwa 38—42° C sein. Steigt sie an, so ist den Ursachen nachzugehen, und es ist hierbei insbesondere nachzusehen, ob nicht etwa die Leistung der Kondensatorpumpe infolge von Undichtheiten des Kolbens oder der Ventile nachgelassen hat. Doch können auch vermehrter Dampfverbrauch (also starke Belastung) der Dampfmaschine und erhöhte Temperatur des Einspritzwassers die Verminderung des Vakuums verursachen.

Bei der Beurteilung der Angaben des Vakuummeters ist zu berücksichtigen, daß im Kondensator eine Dampfspannung vorhanden ist, welche der Wassertemperatur entspricht. Beträgt letztere beispielsweise 40° C, so ist der Einspritzraum auch mit Wasserdampf von derselben Temperatur gefüllt, der eine Spannung von 54,9 mm Quecksilber säule = 0,072 Atm. hat. Die Angabe des Vakuummeters kann dann bei einem Barometerstande von 747 mm theoretisch bestenfalls nur $747 - 54,9 = 692,1$ mm Quecksilber säule oder 0,91 Atm. betragen, da die Kondensatorspannung dem äußeren Luftdruck entgegenwirkt, d. h. daß von diesem hochgetriebene Quecksilber (bzw. die Feder) des Vakuummeters wieder zurückdrängt.

Die vorteilhafteste Luftleere ist durch möglichst niedrige Temperatur des Einspritzwassers, feine Verteilung desselben, Dichtigkeit aller Teile und gute Ableitung aller Kondensationsprodukte anzustreben. Nachteilig ist ein Überschuß an Einspritzwasser, da hierdurch die Arbeit der Luftpumpe erhöht wird und mit demselben größere Luftmengen in den Kondensator gebracht werden.

Der Nutzen der Kondensation ergibt sich ohne weiteres daraus, daß der Wärmegehalt des Abdampfes, der im Kondensator niedergeschlagen wird, etwa zu 625 Wärmeeinheiten pro 1 kg Dampf (einem Druck von 0,2 Atm. absolut entsprechend) angenommen wird, während bei der Auspuffmaschine um etwa 15 Wärmeeinheiten höher ist und ungefähr 640 Wärmeeinheiten beträgt. Augenfällig wird die Dampfersparnis für den Maschinenisten ohne Zuhilfenahme einer theoretischen Berechnung, wenn die Dampfmaschine bei abgestellter Kondensation einmal mit Auspuff arbeitet und die Kessel infolge des erhöhten Dampfverbrauchs mehr Dampf schaffen müssen. Trotzdem ist der Auspuffbetrieb dem Kondensationsbetrieb in den Fällen überlegen, wenn der Auspuffdampf noch zum Anwärmen des Kesselspeisewassers oder für sonstige Heizzwecke nutzbar

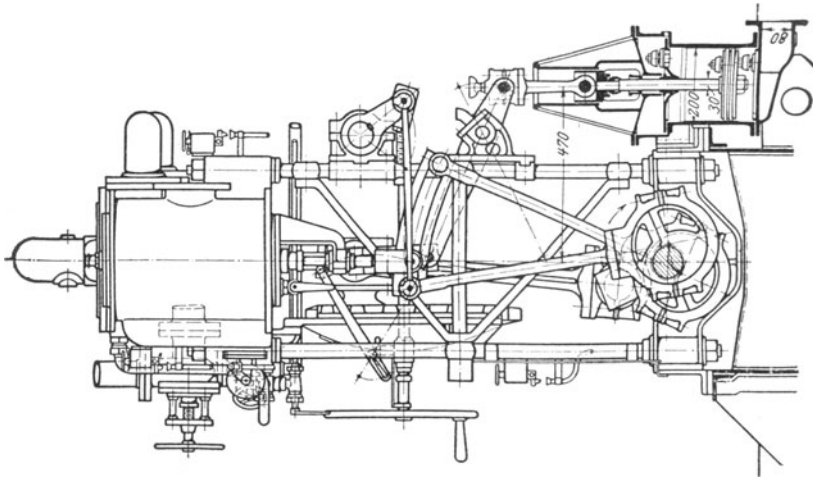
gemacht und ihm seine Verdampfungswärme entzogen wird. Letztere beträgt, wie wir aus der Heizerschule ersehen, für 1 kg Auspuffdampf von 1,2 Atm. Spannung 633,29 Wärmeeinheiten, während durch die Kondensation nur etwa 15 Wärmeeinheiten mehr nutzbar gemacht werden als bei Auspuffbetrieb. Hat man demnach Gelegenheit, den Abdampf einer Dampfmaschine in einer Heizleitung nutzbar machen zu können, so würde der Auspuffbetrieb wesentlich vorteilhafter sein als der Kondensationsbetrieb, und zwar genügt es hierbei, wenn nur ein verhältnismäßig kleiner Teil des Auspuffdampfes in der Heizleitung seine Wärme abgibt und sich zu Wasser niederschlägt, wie dies tatsächlich auch in den Heizleitungen stets der Fall ist, da aus denselben noch eine große Menge Dampf austritt. Die Frage, ob für eine bestimmte Anlage eine Kondensations- oder eine Auspuffmaschinen zweckmäßig ist, kann selbstverständlich nur von Sachingenieuren beantwortet werden, doch wird auch der Maschinist bemerken, daß in einer Dampfanlage mit Auspuffbetrieb und Abdampfheizung der Fabrikräume weniger Dampf gebraucht wird als in einer Dampfanlage mit Kondensationsbetrieb und einer Frischdampfheizung zusammengekommen. Nur bei Anlagen mit großen Dampfmaschinen und geringem Bedarf an Dampf für Heizzwecke ändert sich das Verhältnis wieder zugunsten der Kondensationsmaschinen.

10. Die Zwei- und Dreifachexpansionsmaschinen.

Dampfmaschinen von größerer Leistung und für hohen Anfangsdruck werden als Zwei- oder Mehrzylindermaschinen gebaut. Erstere bestehen aus einem Hoch- und einem Niederdruckzylinder; bei den Dreifachexpansionsmaschinen kommt noch der Mitteldruckzylinder hinzu, mitunter wird bei ihnen der Niederdruckzylinder außerdem in zwei Zylinder gleicher Größe zerlegt, so daß in diesem Falle insgesamt vier Zylinder vorhanden sind (Fig. 68). Der Dampf strömt zunächst in den Hochdruckzylinder und gelangt von letzterem aus der Reihe nach in die übrigen Zylinder, wobei der Dampfdruck entsprechend der in jedem einzelnen Zylinder stattfindenden Expansion stufenweise abnimmt. Da sich hierbei auch sein Volumen in jedem Zylinder vergrößert, müssen die Zylinderdurchmesser in der Reihenfolge Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckzylinder größer werden, und zwar muß der Durchmesser des Mitteldruckzylinders so groß werden, daß der Auströmdampf vom Hochdruckzylinder für einen bestimmten Füllungsgrad des Mitteldruckzylinders ausreicht; dasselbe gilt für das Größenverhältnis des Niederdruckzylinders zum Mitteldruckzylinder. Der Vor-

teil dieser stufenweisen Ausnützung des Dampfdruckes besteht in der Verteilung des Temperaturabfalles des Dampfes auf mehrere Zylinder und die bessere Ausnützung der Dampfwärme durch die Vermeidung von Wärmeverlusten. Während bei einer Einzylindermaschine die Temperatur im Zylinder, 12 Atm. Dampfdruck vorausgesetzt, von 191 auf etwa 110° C fällt, würde die Temperatur bei einer Zweifachexpansionsmaschine im Hochdruckzylinder, eine Ausströmungsspannung von 3 Atm. in demselben vorausgesetzt, zwischen 191 und 143° C, und im Niederdruckzylinder zwischen 142 und 110° C schwanken. Noch größer wird der Temperaturunterschied bei Dampfmaschinen mit Kondensation, da bei ihnen die Endtemperatur des Dampfes infolge der weitgehenden Expansion noch niedriger als bei Auspuffmaschinen ist (etwa 50° C). Daraus, daß durch die großen Temperaturschwankungen in den einzelnen Zylindern ein größerer Wärmeverlust verursacht wird, folgt, daß die Dampfmaschinen mit zwei- oder dreifacher Expansion einen geringeren Dampfverbrauch als Einzylindermaschinen haben. Außerdem können noch andere Gründe für die Anwendung von Zwei- oder Dreifachexpansionsmaschinen maßgebend sein, z. B. gleichmäßiger Gang der Maschine bei Anwendung von zwei oder mehreren Kurbeln.

Die Regelung des Dampfverbrauches erfolgt bei diesen Maschinen am Hochdruckzylinder; dessen Füllung durch den Regulator dem jeweiligen Kraftbedarf entsprechend verändert wird, wobei der Dampfdruck in den übrigen Zylindern automatisch steigt und fällt. Letztere werden auf eine bestimmte Füllung eingestellt und erhalten bei Ventilsteuerungen verstell-



bare Steuerseiben an Stelle der Exzenter, bei Anwendung von Schieber-
steuerungen aber Exzenter von unveränderlichem Hub (siehe die Figur der
Schiffsdampfmaschine).

Die Tandemmaschine (vom englischen Tandem, d. i. ein leichter Wagen

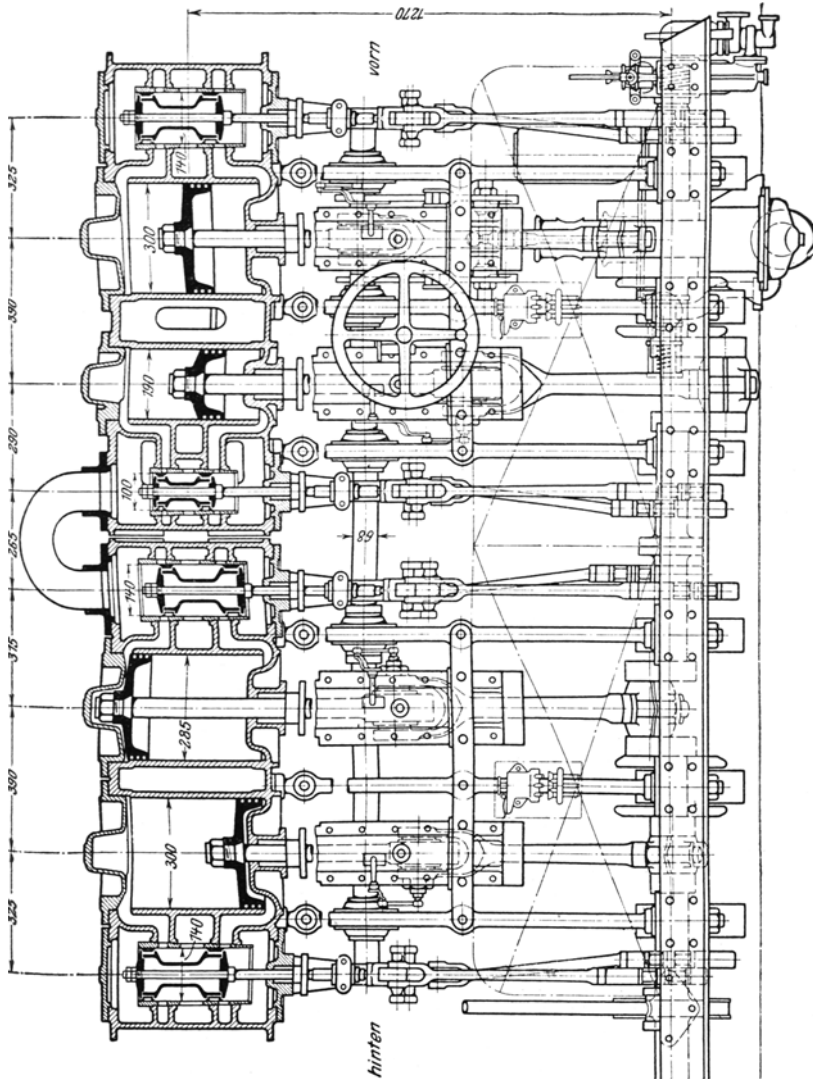


Fig. 67 und 68. Vierzylinderige Schiffsmaschine mit dreifacher Expansion, Kolbenstößern und Stephenson'scher Umsteuerung, die von Hand bedient wird, gebaut von den Luftkammeren Hamburg-Stein. Der Niederdruckzylinder ist in zwei Zylinder von je 300 mm Durchmesser zerlegt.

mit zwei hintereinander gespannten Pferden) ist eine Dampfmaschine mit einem Hoch- und einem Niederdruckzylinder, die hintereinander angeordnet sind. Sie haben demnach nur eine Kolbenstange, einen Kreuzkopf und eine Kurbel. Sie nehmen weniger Raum als Verbundmaschinen mit zwei Kurbeln in Anspruch und sind auch billiger. Der Hochdruckzylinder wurde früher seines kleinen Durchmessers halber fast ausnahmslos vorn, nach der Kreuzkopfsseite zu, angeordnet. Neuerdings, und zwar mit der zunehmenden Verwendung des überhitzten Dampfes, ist die umgekehrte Zylinderanordnung mit Rücksicht darauf üblich geworden, daß der Hochdruckzylinder in Folge seiner höheren Temperatur eine größere Längenausdehnung als der Niederdruckzylinder hat und sich am äußeren Ende der Maschine ungehinderter ausdehnen kann als bei seinem Einbau zwischen Geradföhrung und Niederdruckzylinder; außerdem kann sich seine hohe Temperatur nicht auf den Kreuzkopf und die Geradföhrung übertragen. Beim Herausnehmen des großen Kolbens muß alsdann der hinten liegende Hochdruckzylinder vom Niederdruckzylinder abgeschoben werden, oder das zwischen beiden Zylindern befindliche Verbindungsstück, die Laterne, ist so geräumig, daß an dieser Stelle der Kolben des Niederdruckzylinders herausgenommen werden kann.

Das Anwärmen der Tandemmaschine ist auf S. 8/9 Fig. 2 und 3 eingehend besprochen.

Verbund- oder Compoundmaschinen sind Maschinen mit zwei- oder dreifacher Expansion; letztere nennt man auch Triplemaschinen. Die Zylinder sind nicht, wie bei der Tandemmaschine, hintereinander, sondern nebeneinander angeordnet, woraus sich ergibt, daß mehrere Kurbeln, und zwar mindestens zwei, vorhanden sein müssen. Die Maschinen machen doch äußerlich den Eindruck zweier durch die Hauptwelle miteinander verbundener (engl. compounded) Maschinen, woher auch ihre Bezeichnung stammt. Die Kurbeln sind zur Erzielung eines möglichst gleichmäßigen Ganges der Maschine um einen halben oder einen Viertelturbelkreis (um 180° oder 90°) gegeneinander versetzt. In letzterem Falle (Fig. 69) ist mit Rücksicht darauf, daß das Eröffnen der Auslassventile am Hochdruckzylinder und der Einlassventile am Niederdruckzylinder nicht zu gleicher Zeit stattfindet, der Einbau eines Zwischenbehälters oder Dampfaufnehmers (engl. Receivers) zwischen beiden Zylindern erforderlich. Sein Zweck ist demnach, den aus dem Hochdruckzylinder strömenden Dampf aufzuspeichern, bis die Einlassventile des Niederdruckzylinders geöffnet werden und der Dampf in letzteren einströmen kann. Er besteht aus einem zylindrischen schmiedeeisernen Gefäß (Fig. 69 und 70) mit je einem großen Stutzen für

den Dampfeintritt und den Dampfauslaß; außerdem erhält er je einen kleinen Stutzen für die Anwärmeleitung und für die Entwässerung. An seine Entwässerungsleitung ist ein Kondensstopp mit Ausblaseventil angegeschlossen. Sein Rauminhalt ist gewöhnlich so groß wie der Hochdruckzylinder, damit er den aus letzterem ausströmenden Dampf völlig und ohne Drucksteigerung aufnehmen kann. Der Dampf im Aufnehmer wird mit-

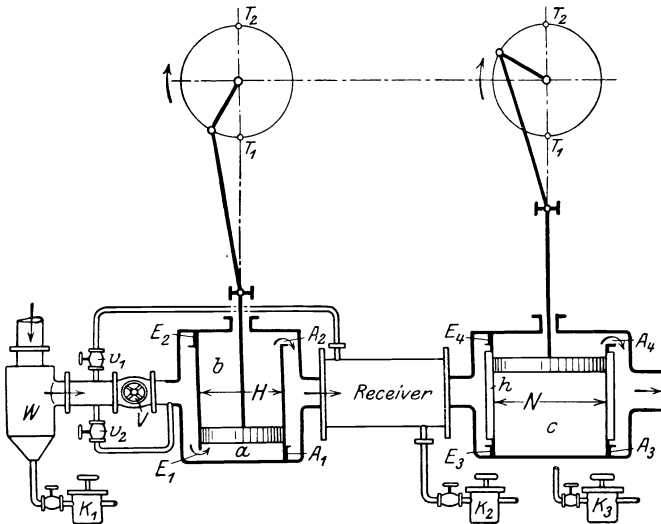


Fig. 69. Anwärmeschema einer Verbundmaschine mit zwei um einen Viertelkreis (90°) gegeneinander versetzten Kurbeln. W = Wasserabscheider. Die Hilfsventile v_1 und v_2 werden beim Anwärmen geöffnet. Hauptventil V bleibt hierbei geschlossen. Der Anwärmedampf von v_2 strömt in den Teil a des Hochdruckzylinders H, von v_1 in den Receiver, von letzterem in den Teil b des Hochdruckzylinders und in den Dampfmantel h des Niederdruckzylinders N. E_1-4 = Einlaßventile. A_1-4 = Auslaßventile. E_1 , A_2 und A_4 sind offen. K_1-3 = Kondensstöpfe. K_3 leitet das Kondenswasser aus dem Dampfmantel h ab.

unter mittels Frischdampf erhitzt und alsdann im Aufnehmer eine Heizrohrschlange oder mehrere Heizrohre untergebracht oder er erhält einen mit Frischdampf gefüllten Dampfmantel.

Bei Dampfmaschinen, deren Kurbel um einen Halbkreis (180°) gegeneinander versetzt sind, ist der Aufnehmer nicht erforderlich und wird er weggelassen. Doch erhält mit Rücksicht darauf, daß der Beginn der Ausströmung am Hochdruckzylinder und der Beginn der Einströmung am Niederdruckzylinder auch bei diesen Maschinen nicht gleichzeitig stattfinden, sondern um ein Geringes auseinander liegen, daß zwischen beiden Zylindern

vorhandene Dampfrohr einen etwas erweiterten Durchmesser, das gleichfalls mitunter mit einer Frischdampfheizung versehen wird. Diese Maschinen nennt man auch Woolfsche Maschinen, während man die anderen für gewöhnlich als Compoundmaschinen bezeichnet. Ist bei Dampfmaschinen mit einem Aufnehmer eine Dampfentölungs- und Ölwiedergewinnungsanlage vorhanden, so ist letzterer auch das Kondenswasser aus dem Aufnehmer wegen seines hohen Ölgehaltes zuzuführen.

Die Verbundmaschinen werden durch entsprechende Wahl der Zylinderdurchmesser und der Füllungen so ausgeführt, daß die Arbeitsleistung auf beide Zylinder oder auf die 4 Quadranten des Kurbelkreises möglichst gleichmäßig verteilt ist. Wenn bei den Verbundmaschinen mit um 90° (Vierteilkreis)

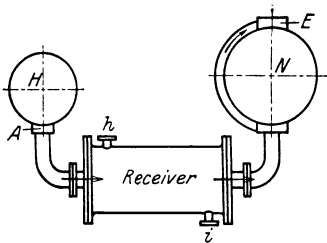


Fig. 70. Verbundmaschine.

H = Hochdruckzylinder mit Dampfaustritt A. N = Niederdruckzylinder mit Dampftritt E. h = Stützen für den Heizdampf zum Receiver. i = Entwässerungsstützen.

verstellten Kurbeln die Kurbel des Hochdruckzylinders sich in einer für das Eingangssetzen ungünstigen Stellung befindet, so kann man sie mit Hilfe des Niederdruckzylinders leicht um $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ Umdrehung wie folgt verstellen. Man schließt an beiden Zylindern die Ablaßhähne und öffnet dann ganz langsam das Hilfsventil an der Zwischendampfleitung, schließt dieses jedoch sofort, sobald sich die Maschine zu drehen beginnt. Hierauf werden an beiden Zylindern die Ablaßhähne wieder ganz geöffnet und die Maschine wie gewöhn-

sich durch vorsichtiges und langsames Öffnen des Dampfabsperrentils am Hochdruckzylinder in Gang gesetzt. Über das Abstellen der Verbundmaschine ist insbesondere das über die Bedienung von Kondensationsanlagen Gesagte (S. 80) zu beachten, da sie zumeist mit Kondensation des Abdampfes arbeiten.

Arbeitet eine Verbundmaschine andauernd mit großer Füllung am Hochdruckzylinder, ist sie also stark belastet, so sind die Steuerhebeln für die Dampfeinlässe am Niederdruckzylinder auf die Marke 60% einzustellen. Die Steuerhebeln sind zu diesem Zwecke für große und kleine Füllung einstellbar und erhalten eine Skala, nach welcher ihre Einstellung von Hand zu erfolgen hat.

11. Die Gleichstromdampfmaschine.

Bei den bisher besprochenen Dampfmaschinen tritt der Dampf an demselben Zylinderende ein und aus; bei den Dampfmaschinen mit Schieber-

steuerung sind außerdem die Dampfeinlaßkanäle am Zylinder zugleich die Dampfauslaßkanäle. Der Dampf wechselt bei diesen Dampfmaschinen, nachdem er den Kolben von dem einen zum anderen Hubende getrieben hat, seine Strömungsrichtung und strömt während der Ausströmungsperiode mit dem Kolben wieder zurück. Man nennt solche Dampfmaschinen daher zum Unterschiede von den neuerdings aufgetretenen Gleichstromdampfmaschinen auch Wechselstromdampfmaschinen. Da sich der Dampf bei seiner Ausdehnung abkühlt, sind bei dieser Maschine die Zylinderenden bzw. auch die Dampfkanäle abwechselnd von heißem oder kühlem Dampf bespült, wobei dem einströmenden heißen Dampf durch die abgekühlten Wandungen Wärme entzogen wird. Diese Wärmeverluste sind um so größer, je größer der Spannungsabfall im Zylinder ist. Es führte daher die Anwendung hoher Dampfspannungen und des hocherhitzten Dampfes im wesentlichen mit zum Bau von Zweifach- und Dreifacherpansionsmaschinen. Wenn diese Maschinen auch teurer sind als Einzylindermaschinen, so besitzen sie doch den Vorzug geringen Dampfverbrauches. Die scharfe Konkurrenz, die die Dampfturbine namentlich den größeren Dampfmaschinen bereitete, gab den Anlaß zum Bau der Gleichstromdampfmaschine. Wirklich wurde dieser Gedanke durch Prof. Stumpf in Charlottenburg, nach dessen Angaben im Jahre 1908 die erste Gleichstromdampfmaschine hergestellt wurde. Bei der Gleichstromdampfmaschine wird der Dampf, wie schon der Name andeutet, im gleichbleibenden Richtungsstrome ausgenutzt. Er tritt, wie Fig. 71 und 75 zeigen, durch die Einlaßventile, die in den Zylinderdeckeln eingebaut sind, in den Zylinder ein und, nachdem der Kolben am anderen Hubende angelangt ist, durch Auslaßschlitze in der Zylindermitte wieder aus. Die Strömungsrichtung des Dampfes bleibt daher stets unverändert gleich.

Wesentlicher ist die Einfachheit der Maschine, wodurch ihre Herstellung verbilligt, der Öl- und Pleßbedarf vermindert und der Betrieb bedeutend vereinfacht wird. Die Ventile, Hebel und Exzenter für den Auslaß fallen bei ihr fort, da die Auslaßschlitze in der Zylindermitte lediglich durch den Kolben verdeckt und freigegeben werden. Es machen sich hierdurch allerdings Zylinder und Kolben von beträchtlicher Länge erforderlich. Letzterer muß in seiner Endstellung die Auslaßschlitze vollständig freigeben und alsdann über dieselben hinweg wieder zurückgehen. Die Auslaßschlitze verteilen sich nahezu auf den ganzen Zylinderumfang und können infolgedessen einen großen Querschnitt erhalten, der etwa die dreifache Größe des durch einen Schieber oder ein Ventil erreichbaren Querschnittes erhält, so daß der Dampf, auch wenn die Auslaßschlitze nicht lange, etwa nur $\frac{1}{5}$ der

ganzen Zeit, geöffnet sind, doch in genügendem Maße aus dem Zylinder austreten kann.

Durch den langen Kolben, der nahezu den halben Zylinder ausfüllt, wird seine Auflagefläche sehr groß und sein Druck auf die Zylinderfläche sehr klein, so daß die Verlängerung der Kolbenstange durch den hinteren Zylinderdeckel zumeist weggelassen wird. Der Kolben erhält zwei Ringreihen mit je zwei oder drei Kolbenringen.

Die Einlaßventile werden auf einfache Weise durch eine wagerecht oberhalb des Zylinders verlaufende Stange gesteuert, die mit einem Schwinghebel verbunden ist. Letzterer erhält seine Bewegung von einem Drehexzenter auf der Hauptwelle, das von einem Flachregler beeinflusst wird, wodurch die Füllung des Zylinders entsprechend der jeweiligen Belastung der Maschine in derselben Weise wie bei anderen Dampfmaschinen selbsttätig eingestellt wird. Da bei großen Dampfmaschinen die wagerechte Stange zu schwer werden und einen sehr kräftigen Regulator erfordern würde, werden die Einlaßventile auch durch die sonst übliche rotierende Steuerwelle mit Exzentern bewegt (siehe Fig. 72, Bauart Sulzer).

Die Auslaßschlitze münden in einen ringförmig an den Zylinder angegossenen Kanal, der durch ein meist sehr kurzes Rohr mit dem Kondensator verbunden ist. Die Gleichstromdampfmaschinen werden hauptsächlich nur für Kondensation gebaut. Da diese Maschinen bei Betriebsstörungen in der Kondensation auch zeitweilig mit Auspuff arbeiten müssen, in solchen Fällen jedoch der Dampfaustritt aus dem Zylinder ungenügend wird und eine zu hohe und schädliche Kompression des Dampfes entstehen würde, bringt man in den Zylinderdeckeln zusätzliche schädliche Räume an. Die Zylinderdeckel haben bei solchen Maschinen zwei Hohlräume. Der eine wird vom Frischdampf auf dessen Weg nach dem Einlaßventil durchströmt und heizt den Deckel, der zweite dient im Falle des Versagens der Kondensation zur Vergrößerung des schädlichen Raumes. Diese Zuschaltträume sind durch kleine Ventile von dem Zylinderraum abgesperrt; versagt die Kondensation, so treten dieselben entweder automatisch oder nach Umlegen eines Hebels von Hand oder nach dem Herausdrauben einer Ventilspindel in Tätigkeit. Fig. 73 läßt die Handräder dieser Zuschaltventile deutlich erkennen. Fig. 76 zeigt ein solches, automatisch arbeitendes Zuschaltventil der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., D.R.P. 226316. Solange die Kondensation arbeitet, wird das Ventil durch den auf die Außenseite des Kolbens wirkenden Luftdruck geschlossen, da auf der anderen Seite des Kolbens infolge eines nach dem Kondensator oder der Auslaßwulst am Zylinder führenden Rohres ein Vakuum erzeugt wird. Versagt die

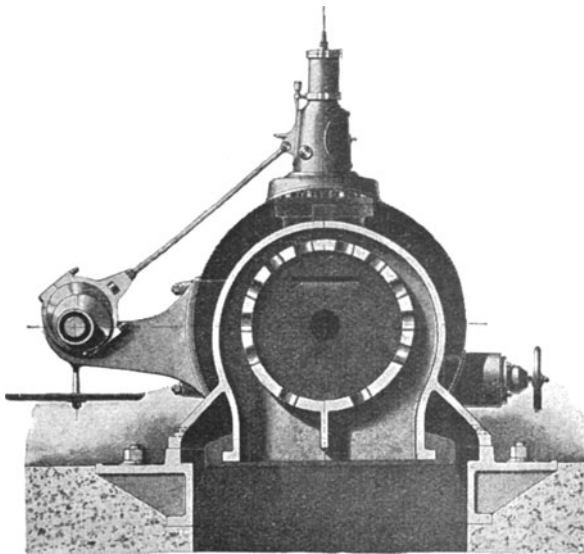
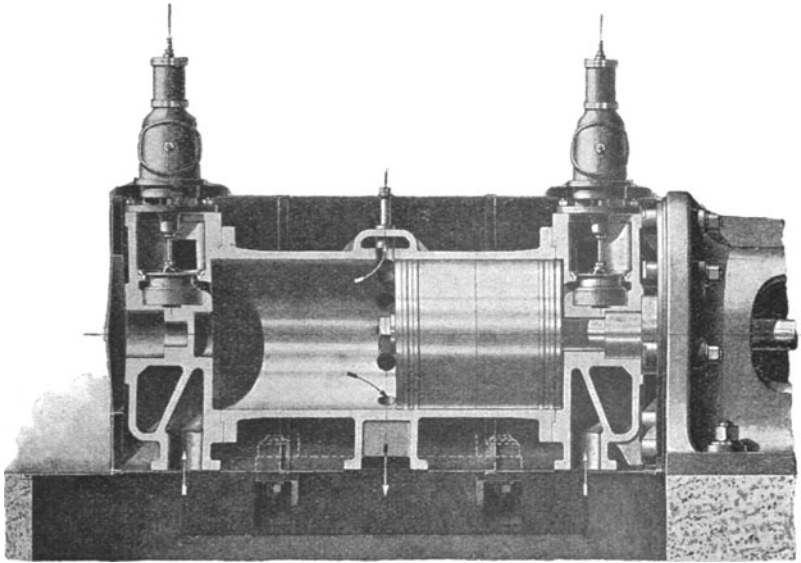


Fig. 71 und 72. Schnitt durch den Zylinder einer Gleichstromdampfmaschine von Gebr. Sulzer, Winterthur.

Kondensation, so fällt das Vakuum weg, und der auf das Ventil *b* wirkende Dampfdruck vermag das Zuschaltventil zu öffnen. Das Entlüftungsröhr wird hierbei durch den Kolben *c* verschlossen.

Bei der Gleichstromdampfmaschine Fig. 75 erfolgt beim Übergang vom Kondensations- zum Auspuffbetrieb die Zuschaltung der schädlichen

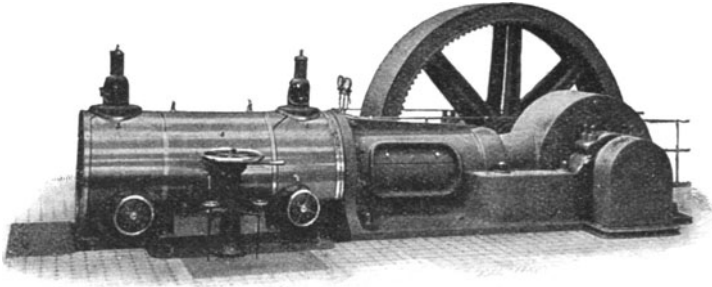


Fig. 73. Ansicht einer Gleichstromdampfmaschine von Gebr. Sulzer. Die Handräder an den Zylinderenden gehören zu den Ventilen der Zuschalträume. Der Kreuzkopf- und der Kurbelzapfen haben Druckölschmierung, weshalb die Geradföhrung und die Kurbel eingekapselt sind.

Räume in den Zylinderdeckeln durch Umlegen von Hebeln an den Zuschaltventilen, wodurch deren Federn entlastet werden. Beim Kondensationsbetrieb dienen diese Ventile als Sicherheitsventile.

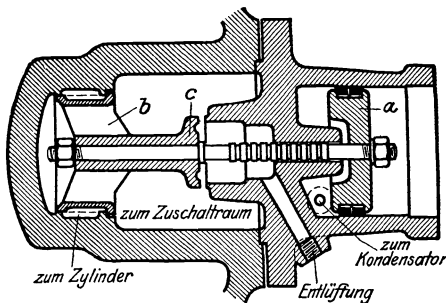


Fig. 74. Automatisches Zuschaltventil der M. A. N. beim Verjagen des Kondensationsbetriebes.

50% des Kolbenhubes unten am Zylinder angeordnet sind und durch eine besondere Steuerung gesteuert werden. Bei Kondensationsbetrieb arbeitet die Maschine ohne diesen Hilfsauslaß, dessen Steuerung dann einfach ausgekuppelt wird (Ausföhrung der Linke Hoffmannwerke, Breslau).

Gleichstromdampfmaschinen, die regelmäÙig und längere Zeit mit Auspuff arbeiten, etwa während des Winters, wenn der Abdampf zum Beheizen von Arbeitsräumen verwendet wird, erhalten auÙer den Auspuffschlitzen und den zusätzlihen schädlihen Räumen noch zwei Hilfsauslaßventile, die etwa auf

Die Gleichstromdampfmaschine ist u. a. auch für Leistungen von 2000 bis 2600 PS, in einem Falle sogar für 6300 PS gebaut worden. Im allgemeinen hat sie sich jedoch nicht in dem anfänglich erwarteten Maße eingeführt; doch hat sie auf den Dampfmaschinenbau sehr anregend eingewirkt.

Der Dampfverbrauch der Dampfmaschinen ist durch fortgesetzte Verbesserungen, durch neuartige Steuerungen, Steigerung des Dampfdruckes und Anwendung der Dampfüberhitzung im Laufe der Jahre wesentlich vermindert worden. Während er bei den ersten Dampfmaschinen mit Schiebersteuerung und bei Verwendung von Sattldampf von niedriger Spannung (etwa 4–5 Atm. Überdruck) 14–16 kg für die Pferdekraft stündlich betrug, ist

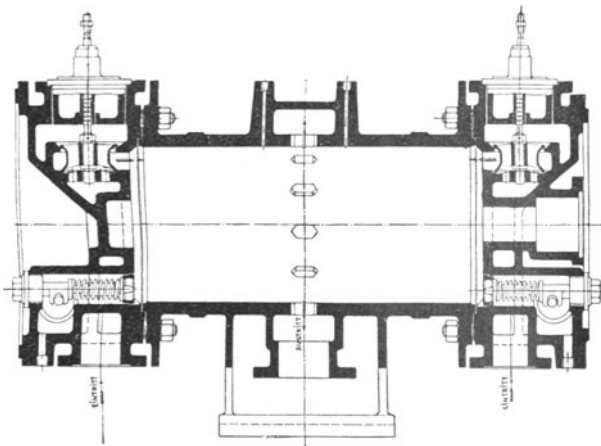


Fig. 75. Gleichstromzylinder der Cottbusser Maschinenbauanstalt A.-G. mit Zuschaltventilen für Auspuffbetrieb.

er bei großen, neueren Dampfmaschinen mit Kondensationsanlagen auf etwa 5 kg und noch weniger herabgedrückt worden, während er bei kleinen und mittleren Maschinen bis zu einer Leistung von etwa 40 PS bis zu 8 und 10 kg für die Pferdekraft ansteigt. Ganz kleine Dampfmaschinen, bei denen der Dampfverbrauch wegen der geringen Maschinenleistung nicht sehr ins Gewicht fällt, brauchen sehr viel Dampf. Zu beachten ist noch, daß bei hohem Dampfdruck und hoher Überhitzung der Dampfverbrauch sinkt und eine bessere Ausnützung der im Kesselfeuer entwickelten Wärme erzielt wird (siehe auch die Hinweise in der Heizerschule). Im übrigen muß der Maschinist auf gutes Dichthalten aller Rohrverbindungen, der Kondensstöpfe und auf gute Verpackung der Maschine mit Wärme-

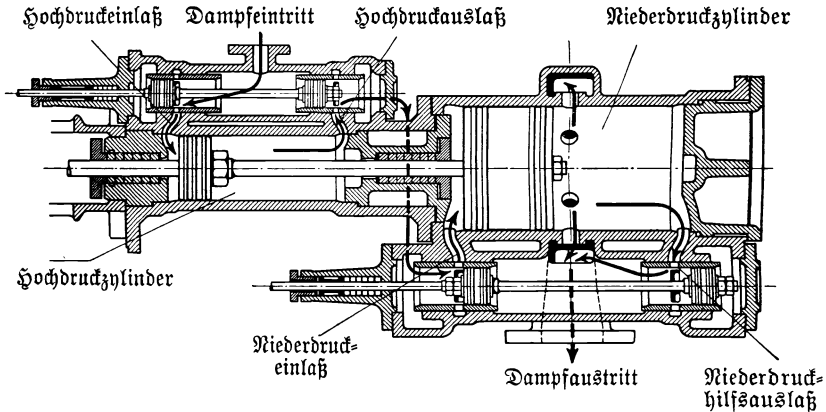


Fig. 76. Zylinderanordnung einer Heißdampf-Tandem-Lokomotive mit Kondensation von H. Wolf in Magdeburg-Budau mit einem Hochdruckzylinder gewöhnlicher Bauart und einem Niederdruckzylinder für Gleichdampfstrom. Vereint die Vorzüge der Zweifachexpansionsmaschine und der Gleichstromdampfmaschine. Der Dampfauslaß im Niederdruckzylinder wird nicht nur durch den Dampfkolben, sondern auch durch den Kolbenschieber gesteuert, wodurch einer zu hohen Kompression vorgebeugt wird. Der Kolbenschieber am Hochdruckzylinder ist innenfant-, derjenige am Niederdruckzylinder außenfantsteuernd; hierdurch wird erreicht, daß der eintretende Dampf zum Hochdruckzylinder auf kürzestem Wege hinter den Dampfkolben und der austretende Dampf des Niederdruckzylinders auf kürzestem Wege zum Kondensator gelangen, während die Schieberstangenstopfbuchsen nur dem geringen Druck und der niedrigen Temperatur des Zwischendampfes ausgesetzt sind. Der Dampfverbrauch der Lokomotive ist zu 4,74 kg für 1 Nutz-Stundenpferdestärke ermittelt worden (bei einer Leistung von 92,1 Nutz-Pferdestärken, 12,1 at Kesseldruck, 317° C Heißdampf Temperatur und Kondensation mit 89 vH Vakuum).

schußmasse achten. Schlecht in Ordnung gehaltene Dampfmaschinen mit undichten Kolben, undichten Ein- und Auslaßventilen, verstellter Steuerung usw. haben einen sehr hohen Dampfverbrauch.

II. Die Dampfturbinen.

12. Die Dampfarbeit in der Turbine.

Bei den Kolbendampfmaschinen besteht die vom Dampf unmittelbar erzeugte Wirkung in dem Hin- und Hergang des Kolbens im Zylinder. Zur Umwandlung dieser geradlinigen Bewegung in die rotierende bedarf es bei derselben des Kurbelmechanismus und der Steuerung. Bei der Dampfturbine wird die rotierende Bewegung direkt durch die Wirkung des strömenden Dampfes erzeugt. Ihr Prinzip ist daher, nach

dem ersten Anschein zu urteilen, sehr einfach: der Kesseldampf strömt in schräger Richtung aus der feststehenden Düse D gegen das auf dem äußeren schmalen Kranze mit Schaufeln besetzte, auf der Welle W aufgekettete Laufrad L und versetzt letzteres hierbei in Umdrehung (Fig. 77). Der Dampf wird, nachdem er durch das Laufrad hindurchgegangen ist, ins Freie abgeleitet oder in einer Kondensationsanlage niedergeschlagen, so daß in letzterem Falle auf der Ausströmseite des Turbinenrades ein Vakuum entsteht.

Nach vorstehendem erscheint die Konstruktion der Dampfturbinen sehr einfach. In Wirklichkeit ist dies jedoch nicht der Fall, denn der Dampf besitzt die unangenehme Eigenschaft, bei der Ausströmung ins Freie eine außerordentliche hohe Geschwindigkeit anzunehmen. Bei einem Druck von 12 Atm. beträgt die Geschwindigkeit des in das Vakuum ausströmenden Dampfes rund 1200 m in der Sekunde. Wenn ein solches Laufrad theoretisch am günstigsten arbeiten soll, müßte seine Umfangsgeschwindigkeit die Hälfte dieser Dampfgeschwindigkeit, also 600 m in der Sekunde betragen. In Wirklichkeit liegt der günstige Effekt infolge des Widerstandes, den ein so rasch laufendes Rad findet, ungefähr bei einem Drittel der Dampfgeschwindigkeit, und man erhält für ein einfaches Rad die immer noch außerordentlich hohe Umfangsgeschwindigkeit von 400 m in der Sekunde. Trotzdem ist versucht worden, und zwar mit Erfolg, diese ein fache Dampfturbine zu konstruieren. Der erste, der dies getan hat, war der schwedische Ingenieur de Laval. Die von ihm konstruierte Dampfturbine, die er anfänglich wohl hauptsächlich für den Antrieb des von ihm stammenden, weit verbreiteten Laval'schen Milchseparators bestimmt hatte, bestand aus mehreren Düsen, durch welche der Dampf in schräger Richtung auf kleine Schaufelräder getrieben wurde. Infolge ihrer hohen Umdrehungszahl, die sich auf 10–30000 in der Minute belief und welche, um eine einigermaßen praktisch verwertbare Umlaufzahl der Antriebswelle zu erhalten, die Anwendung einer Zahnradübersetzung erforderlich machte, hat sie keine große Verbreitung gefunden; auch war sie nur für kleine Leistungen, etwa bis zu 300 PS ausführbar. Auch die praktische Verwertung anderer Dampfturbinenkonstruktionen scheiterten an der hohen Umdrehungszahl derselben.

Die Wege nun, die zu einer Herabminderung der Umlaufzahl der

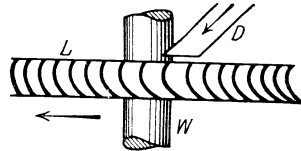


Fig. 77. Schematische Darstellung des Dampfmaschinenprinzips.

Dampfturbine auf ein für die Praxis brauchbares Maß führten und welche die weite Verbreitung der Turbine und ihre Überlegenheit bei großen Leistungen gegenüber der Kolbendampfmaschine ermöglicht haben, bestehen in der stufenweisen Ausnutzung des Dampfdruckes und der Dampfgeschwindigkeit innerhalb der Turbine.

Die Druckabstufung. Bei derselben geht man von dem Grundsatz aus, daß die Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes von dessen Druck vor und nach der Einströmung abhängt. Infolgedessen ist es naheliegend, eine Dampfturbine mit geringer Umfangsgeschwindigkeit auf die Weise zu bauen, daß mehrere Turbinen hintereinander gesetzt werden, in welchen der Dampfdruck stufenweise fällt und ausgenutzt wird.

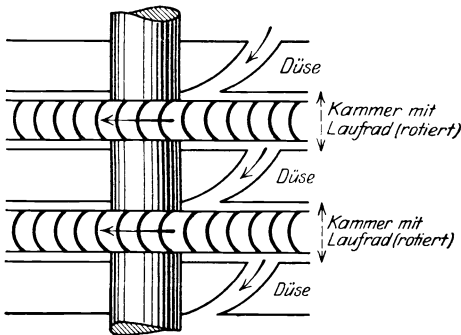


Fig. 78. Schematische Darstellung der Turbine mit Druckabstufung.

In einer solchen Turbine mit Druckstufen expandiert der Dampf in geeigneten Düsen der ersten Stufe teilweise und gibt den auf diese Weise in Bewegung umgesetzten Teil seiner Kraft vollständig an das Laufrad der ersten Stufe ab. Er verläßt letztere, theoretisch betrachtet, mit der Geschwindigkeit Null und gelangt in die Düsen der zweiten Stufe, wo infolge der eintretenden Expansion ein weiterer Teil seines Druckes in Geschwindigkeit umgesetzt und von dem in dieser Stufe befindlichen Laufrad aufgenommen wird, so daß seine Geschwindigkeit wieder auf Null zurückgeht. Der Dampf strömt also aus Räumen mit höherem Druck in solche mit niedrigerem Druck, bis er völlig entspannt und seine Energie beim Austritt aus dem letzten Raume stufenweise aufgebraucht ist.

Man darf sich nun nicht vorstellen, daß die Dampfgeschwindigkeit hierbei gleichmäßig mit der Anzahl der Druckstufen abnimmt, so daß man, wenn man von einer Geschwindigkeit von 1200 m in der Sekunde ausgeht, bei zehn Stufen nun den zehnten Teil dieser Dampfgeschwindigkeit erhalten

Durch eine solche Unterteilung der Dampfturbine in einzelne Druckstufen (Fig. 78) erzielt man eine vollständige Übertragung der im Dampf von vornherein enthaltenen Kraft auf die Turbinenwelle, wobei gleichzeitig die Geschwindigkeit des Dampfes und die Umlaufzahl der Turbine herabgesetzt werden. In

würde. Die lebendige Kraft ist ausgedrückt durch die Formel $\frac{m \times V^2}{2}$ d. h. durch das halbe Produkt aus der Masse und dem Quadrate der Geschwindigkeit. Infolgedessen muß bei einer Druckstufenturbine die Summe der Quadrate der einzelnen Geschwindigkeiten gleich sein dem Quadrate der Geschwindigkeit, die dem gesamten Druckgefälle entspricht. Daraus ergibt sich, daß, wenn bei nur einer Druckstufe die Geschwindigkeit des Dampfes 1200 m ist, sie bei zweien 850 m, bei dreien 690 m, bei vierten 600 m beträgt; demgemäß ist die ungefähre Umfangsgeschwindigkeit der Turbine bei einer Druckstufe 400 m, bei zweien 280 m, bei vierten 200 m und bei 10 Rädern 130 m in der Sekunde.

Ebenso darf man sich nicht vorstellen, daß der Dampfdruck gleichmäßig, also bei 10 Stufen und bei 10 Atmosphären Anfangsdruck stufenweise um je eine Atmosphäre abnimmt. Wenn in jeder einzelnen Kammer die gleiche Arbeit geleistet werden soll, so wird vielmehr die Druckabstufung in einer Weise vor sich gehen, die dem Expansionsdiagramm des Dampfes entspricht, und der Druck in den 10 Kammern wird daher bei 90% Vakuum ungefähr: 6,4; 4,0; 2,5; 1,6; 1,0; 0,65; 0,4; 0,26; 0,16; 0,1 Atm. Man ersieht hieraus also, daß die Druckdifferenzen in den ersten Kammern ziemlich bedeutende sind, bis zu $2\frac{1}{2}$ Atm., während sie am Ende geringer werden, nämlich 0,1 und 0,06 Atm. Die erste Dampfturbine dieser Art wurde von dem Engländer Parsons ausgeführt; sie ist aber nicht unter seinem Namen bekannt, da er sie nicht weiter zur Anwendung gebracht hat. In die Öffentlichkeit sind derartige Konstruktionen durch die Radeau-, die Riedler-Stumpf- und die Zoelly-Turbine gekommen.

Ein zweiter Weg zur Herabminderung der Tourenzahl der Turbine besteht in der Anwendung von **Geschwindigkeitsstufen**. Verhindert man das Rad einer Dampfturbine vollständig an seiner Umdrehung, so strömt der Dampf durch die Schaufelzellen hindurch und tritt, wenn man die Reibungsverluste außer acht läßt, mit voller Geschwindigkeit auf der Rückseite des Rades wieder aus. Man gewinnt keine Arbeit an der Turbinenwelle und der Dampfstrahl besitzt noch seine volle Bewegungsenergie. Läßt man dagegen das Rad ungehindert und so schnell sich umdrehen, wie dies der vollen Ausnützung des Dampfstrahles entspricht, so hat der aus den Schaufelzellen austretende Dampf seine Geschwindigkeit verloren und seine Arbeitskraft vollständig an die Turbine abgegeben. Läßt man das Turbinenrad mit einer geringeren Umdrehungszahl umlaufen, als der vollen Dampfgeschwindigkeit entspricht, so wird in dem austretenden Dampf noch eine gewisse Geschwindigkeit und Arbeitskraft verbleiben,

die ihm in einem zweiten Turbinenrade entzogen werden kann. Die Geschwindigkeitsabstufung kann natürlich statt mit nur zwei, auch mit mehreren Laufrädern ausgeführt und hierdurch die Umdrehungszahl der Turbine noch mehr herabgesetzt werden. Zur Erzielung dieser Wirkungsweise bedarf es in der Turbine mit Geschwindigkeitsabstufung noch besonderer Leitschaufelkränze c und d (beiden Turbinen mit Druckabstufung sind an ihrer Stelle Düsen vorhanden), welche den Dampf den Laufschaufeln zuführen, den Druckabfall des Dampfes vollziehen und ihm die erforderliche Strömungsrichtung erteilen (Fig. 83).

Vereinigung von Geschwindigkeits- und Druckstufen. Beide Turbinenarten, also solche mit reiner Geschwindigkeits- und solche mit reiner Druckabstufung sind nicht zur praktischen Ausführung gekommen. Mit Rücksicht auf die in der Dampfturbine auftretenden Dampfverluste und zur Verringerung ihrer Baulänge sind in den neueren Turbinen Druck- und Geschwindigkeitsabstufungen vereinigt angewendet. Diese Verbindung von Geschwindigkeits- und Druckabstufung entsteht dadurch, daß man in jeder Druckstufe an Stelle nur eines Laufrades deren mehrere anordnet; in denen unter Zwischenschaltung geeigneter Leitschaufeln und bei gleichbleibendem Dampfdruck die Dampfgeschwindigkeit in Abstufungen ausgenützt wird. Mehrere auf diese Weise entstehende Gruppen von Geschwindigkeitsstufen sind als Druckstufen aneinander gereiht.

Die Wirkungsweise des Dampfes in den Schaufeln. Aktions- und Reaktionswirkung.

Nachdem im vorstehenden die Mittel zur Verminderung der Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbinen behandelt worden sind, soll in nachstehendem die Arbeitsweise des Dampfes in der Turbinenbeschaukelung beschrieben werden.

Die Aufgabe der Leitschaufeln besteht, wie aus der vorhergehenden Beschreibung bereits ersichtlich ist, darin, dem Dampfstrahle erstens eine gewisse, schräg zur Turbinenachse verlaufende Richtung und zweitens eine bestimmte Geschwindigkeit zu erteilen, womit er auf das nachfolgende Laufrad trifft. Zu diesem Zwecke erhalten die Leitschaufeln die in Fig. 79 dargestellte Form und Anordnung. Dadurch, daß der zwischen zwei solchen Schaufeln gebildete Kanal auf der Dampfaustrittsseite **enger** als auf dessen Eintrittsseite ist, muß die Dampfgeschwindigkeit an jener Stelle notgedrungenenerweise zunehmen; diese Zunahme an Strömungsgeschwindigkeit kann aber nur dadurch erfolgen, daß der Dampfdruck in derselben Richtung abnimmt. Was für das eine Schaufelpaar gilt, ist auch für den

gesamten Leiterschaukelkranz zutreffend. Es wird also bei dieser Bauart der Beschaukelung auf der Dampfaustrittsseite eine größere Dampfgeschwindigkeit und ein kleinerer Dampfdruck als auf der Eintrittsseite bestehen. Außerdem erhält der Dampfstrom infolge der gebogenen Form der Schaufeln die erforderliche schräge Richtung gegen das nächstfolgende Laufrad.

Die Aufgabe der Lauffschaukeln besteht darin, die Geschwindigkeit bzw. die Energie des dem Leiterschaukelkranz entströmenden Dampfes aufzunehmen und durch Drehung der Turbinenachse fortzuleiten. Dies geschieht dadurch, daß der Dampfstrahl der gekrümmten Fläche der Leiterschaukel entlang geführt wird, wobei er, wie jeder andere Körper, der gezwungen ist, sich an einer gekrümmten Bahn entlang zu bewegen, einen Druck ausübt, den Schaufelndruck, der das Laufrad in Bewegung setzt. Dieser Schaufelndruck wird also nicht unmittelbar durch die Dampfspannung erzeugt, sondern er ist die Wirkung der Strömungsgeschwindigkeit des die Schaufelkurven bestreichenden Dampfstrahles.

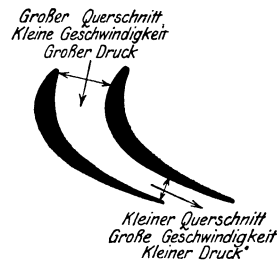


Fig. 79. Leiterschaukelform.

Erhalten die Schaufeln des Laufrades die aus nebenstehender Fig. 80 ersichtliche Anordnung, bei welcher der Dampfkanal zwischen den Schaufeln des Laufrades gleichbleibenden Querschnitt hat, die Schaufeln also **parallel** zueinander verlaufen, so wird nur die Geschwindigkeit des durchströmenden Dampfes in Arbeit umgesetzt und verwertet, während der Druck, den der Dampf bei seinem Eintritt in das Laufrad hatte, in dessen Schaufelkanälen unverändert bleibt. Zu beiden Seiten des Laufrades herrscht demnach der gleiche Druck, wobei die etwaigen Verluste, die die Dampfreibung an den Schaufeln verursacht, außer acht gelassen seien. Die nach diesem Gesichtspunkt gebauten Turbinen erhielten seitens ihrer Konstrukteure den Namen **Aktionsturbinen**, weil bei ihnen der Dampf in seiner Strömungsrichtung wirkt.



Fig. 80. Laufschaukelform.

Werden die Schaufeln in den Turbinen so angeordnet, wie die in Fig. 79 dargestellte Beschaukelung des Leitrades, d. h. sind die Dampfkanäle des Laufrades auf der Dampfaustrittsseite gleichfalls **enger** als auf dessen Eintrittsseite, so treten in ihnen dieselben Veränderungen des Druckes und der Geschwindigkeit des Dampfstrahles auf wie in den Leiterschaukeln. Es ergibt sich dann auf der hinteren Seite jedes einzelnen Laufrades ein

kleinerer Druck und eine größere Geschwindigkeit als auf der vorderen (der Dampfeintritt) Seite. Die Folge dieser Bauart ist, daß der Dampfstrahl bei seinem Austritt aus dem Laufrad einen Rückstoß auf letzteres ausübt und dessen Drehbewegung hierbei unterstützt. Man nennt daher diese Art von Dampfturbinen auch **Reaktionsturbinen** im Gegensatz zu den bereits erwähnten **Aktionsturbinen**. Die Reaktionswirkung des Dampfes wird noch besser verständlich, wenn man von dem sogenannten Segner'schen Wasserrad ausgeht. Dasselbe besteht aus einem wagerechten Rohrsystem, das um seine senkrechte Achse drehbar ist. Das von der Mitte aus hindurchfließende Wasser, das durch kleine, vor den Rohrenden angebrachten Düsen ausströmt, übt einen Rückstoß auf die der Düse gegenüberliegenden Rohrwand aus, so daß das ganze Rohrsystem eine zur Richtung des aus-

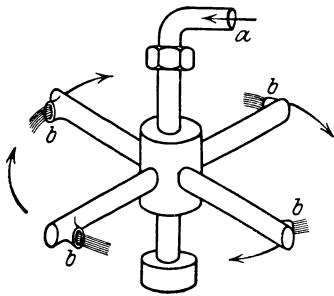


Fig. 81. Segner'sches Wasserrad.
a = Wassereintritt, b = Wasseraustritt, der das Rohrsystem in der Pfeilrichtung, also rückläufig zur Wasserströmung, in Bewegung setzt.

schaufeln erzeugte Reaktionswirkung des Dampfes nicht vorhanden ist, gibt es reine Reaktionsturbinen nicht, es wird bei ihnen vielmehr die im Dampf enthaltene Energie auch zugleich als Aktionwirkung durch Stoß auf die Lauffchaufeln ausgenützt.

Die weite Verbreitung, welche die Dampfturbinen gefunden haben, ist im wesentlichen darauf zurückzuführen, daß die Elektrotechnik Generatoren von sehr hohen Umdrehungen, bis zu 3000 in der Minute, herstellte, während vorher schon Umdrehungszahlen derselben von 1000 als hoch bezeichnet wurden.

tretenden Wasserstrahles entgegengesetzte Drehrichtung erhält. Diese nach rückwärts gerichtete Wirkung des Wasserstrahles bezeichnet man als Reaktionswirkung. Dieselbe Reaktionswirkung ergibt auch der Dampfstrahl beim Austritt aus dem Schaufelkranz der Laufräder, vorausgesetzt, daß sich deren Dampfkanäle in der Richtung der Durchströmung verengen.

Während manche Bauarten der Dampfturbinen reine Aktionsturbinen sind, bei denen die Verengung der Dampfkanäle in den Lauf-

13. Die hauptsächlichsten Turbinensysteme¹⁾.

Die Parsons-Dampfturbine.

Das Verdienst, als erster die Dampfturbine in den technischen Großbetrieb eingeführt zu haben, gebührt dem Engländer Parsons, der, wie Graf Zeppelin an seinem Luftschiff, viele Jahre hindurch unermüdlich daran gearbeitet hat, eine brauchbare Dampfturbine herzustellen.

Die reine Parsonsturbine (Fig. 82) hat eine große Anzahl abwechselungsweise hintereinander gesetzter Leit- und Lauffchaufelkränze. Charakteristisch und grundlegend für ihre Konstruktion ist die Anordnung der Schaufeln

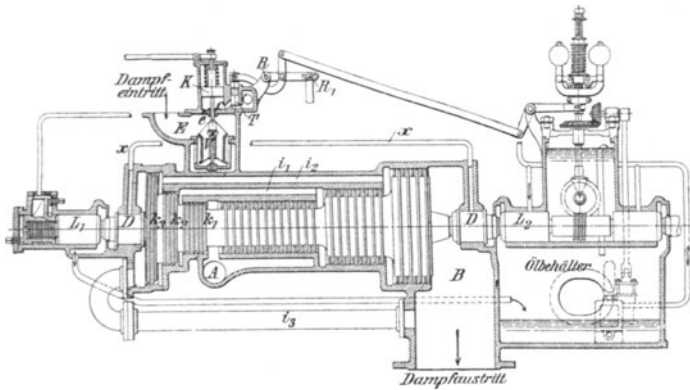


Fig. 82. Die Parsonsturbine von Brown, Broveri & Co. A.-G., Mannheim. (Nach Freytag.) Diese Ausführung wird nicht mehr gebaut und ist hier nur der theoretischen Erläuterung halber dargestellt.

in den Leit- und in den Laufrädern, woraus sich weitere Eigentümlichkeiten dieser Turbinenart ergeben. Die Leit- und Lauffchaufeln sind an der inneren Wandung des Turbinengehäuses befestigt, während die Lauffchaufeln auf einer mit der Turbinenachse fest verbundenen Trommel angebracht sind. Man nennt diese Turbinen daher auch **Trommelradturbinen** im Gegensatz zu den später zu besprechenden **Kammerradturbinen**. Der Dampf tritt, nachdem er durch das Dampfeinlaß- und das Regulierventil hindurchgegangen ist, an der Stelle A in die Turbine ein und beaufschlagt hier in vollem Umfange den ersten Leit- und Lauffchaufelkranz. In letzterem erhält er zunächst die für die Beaufschlagung des ersten Laufrades erforderliche Richtung. Da nun

¹⁾ Der früher mit großer Schärfe geführte Kampf um die Vorzüge des einen Turbinensystems vor dem anderen hat aufgehört und es haben sich fast ausschließlich nur das gemischte System (kombinierte Reaktions- und Gleichdruckturbinen) und die Gleichdruckturbinen erhalten.

außerdem die Kanäle des Leitrades nach der Dampfaustrittsseite zu enger werden, wie dies aus der unten stehenden schematischen Schaufelrad-darstellung Fig. 82 hervorgeht, so expandiert er an dieser Stelle und erhält hierdurch eine gewisse Geschwindigkeit. Mit dieser Geschwindigkeit und der ihm erteilten Richtung trifft er auf das erste Laufrad, an welches er durch Beaufschlagung, also durch Aktionswirkung, einen Teil seiner Energie abgibt, und hierbei an Geschwindigkeit verliert. Aber auch das nunmehr in Rotation versetzte Laufrad hat eine gleiche Schaufelstellung, wie die Leiträder, d. h. die Dampfkanäle sind nach der Dampfaustrittsseite zu verengt. Infolgedessen tritt auch an dieser verengten Stelle eine

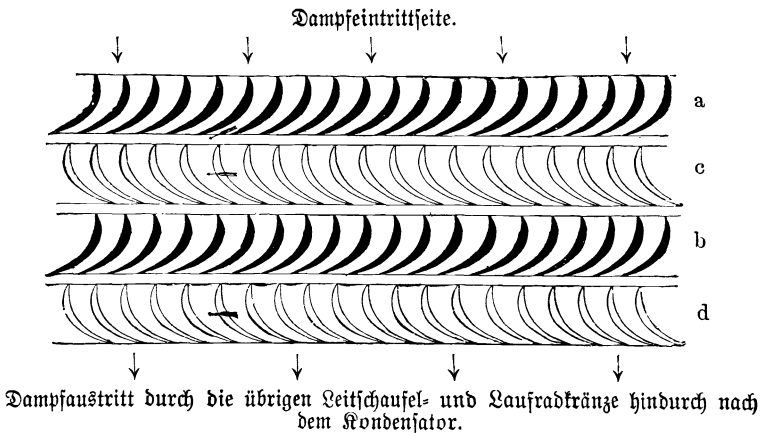


Fig. 83. Schematische Darstellung der Parsonsbefehaufelung. a und b = Leit-schaukelkränze (stehen fest). c und d = Laufradkränze (rotieren).

Expansions- und Geschwindigkeitszunahme des ausströmenden Dampfes ein. Diese Expansionswirkung hat zur Folge, daß der Dampf beim Ver-laffen des Laufrades einen Rückstoß (Reaktionswirkung) auf dieses aus-übt, ähnlich wie dies bei dem besprochenen Segnerschen Wasserrad der Fall ist. Die Dampf-wirkung auf das Laufrad ist demnach zweifacher Art: einmal ist sie eine Aktionswirkung (Beaufschlagung, Stoß) beim Dampf-eintritt und zweitens ist sie eine Reaktionswirkung (Rückstoß) beim Dampf-austritt aus demselben. Die der Parsonsturbine mitunter beigelegte Be-zeichnung, sie sei eine Reaktionsturbine, ist daher nur soweit zutreffend, als dies nur auf den einen Teil ihrer Dampf-wirkung Bezug nimmt, wäh-rend sie die andere Dampf-arbeit, die aber ebenso wesentlich wie jene ist, außer acht läßt. Auf dem weiteren Dampfwege wiederholen sich die im

ersten Leit- und ersten Laufschaufelkranz geschilderten Vorgänge. Der Dampfdruck nimmt also von einem Schaufelkranz zum andern allmählich ab, während die Dampfgeschwindigkeit an den Expansionsstellen zunimmt, hierauf in den Laufschaufelkränzen jedesmal wieder nahezu aufgebraucht wird und somit nach einer jedesmaligen Zunahme wieder beträchtlich zurückgeht. Wir ersehen hieraus, daß die Turbine in der von Parsons anfänglich angegebenen Bauart eine Turbine mit allmählicher Druckabstufung ist. Da sich nun bei dieser Abstufung der Dampf stetig ausdehnt, sein Volumen beim Durchströmen der Turbine also größer wird, müssen auch die Durchströmungskanäle innerhalb der Turbine eine Vergrößerung in der Richtung der Dampfströmung erfahren. Dies wird bei der Parsonsturbine dadurch erreicht, daß der mit den Schaufeln besetzte Teil der Turbinenachse von A bis B in drei Stufen unterteilt wird, deren Durchmesser in der ersten Stufe am kleinsten und in der dritten Stufe, entsprechend dem größeren Dampfvolumen, am größten ist. Die gesamte Expansion des Dampfes ist hierdurch in drei Hauptstufen zusammengefaßt, und man spricht demgemäß bei dieser Turbine von einem Hochdruck-, einem Mitteldruck- und einem Niederdruckteil der Turbine. Hinter dem Niederdruckteil der Turbine wird der Dampf in den noch zu besprechenden Kondensator geleitet.

Eine weitere Eigentümlichkeit der Parsonsturbine ist noch die große Anzahl von Leit- und Leiträdern, deren Notwendigkeit sich aus folgenden Betrachtungen ergibt. Da die rotierenden Teile der Dampfturbine an den ruhenden Teilen nicht dicht anliegen können, vielmehr zwischen dem äußeren Umfang der Laufräder und der inneren Wandung des Turbinengehäuses, sowie zwischen den Leitschaufelrädern und der Turbinenwelle ein schmaler Spalt freibleiben muß, so tritt an diesen Stellen ein unvermeidbarer Dampfdurchschlupf ein. Der durch diese Spalten hindurchtretende Dampf hat weder die für die Beaufschlagung der Leit- und Laufräder erforderliche Richtung, noch ist er der zwangsläufig einsetzenden Expansion des strömenden Dampfes in den Schaufelkanälen unterworfen; er verursacht daher Wirbelbildungen und Störungen des beabsichtigten geordneten Arbeitsvorganges in der Dampfturbine. Die Bauart der Turbine ist demnach so zu wählen, daß der Dampfdurchschlupf, den man auch als Spaltverlust bezeichnet, möglichst klein wird. Bei der Parsonsturbine wird dies zunächst dadurch erreicht, daß die Auflösung des anfänglichen Dampfdruckes ganz allmählich erfolgt. Aus diesem Grunde erklärt sich die große Anzahl von Druckstufen, die bei manchen Turbinen bis zu 160 beträgt, d. h. es sind in einer Turbine 80 Leit- und 80 Laufschaufelräder vorhanden. Bei der

dem Wasserdampfe eigentümlichen Expansion erfolgt, wie wir bei der allgemeinen Besprechung der Dampfturbine erfahren, die Abnahme des Druckes bei hohem Druck viel schneller als bei niedrigem Druck. Es muß daher zur Vermeidung von zu großen Druckunterschieden zu beiden Seiten der Laufräder der Hochdruckteil der Parsonsturbine in weitgehendem Maße unterteilt werden und eine größere Anzahl von Lauf- und Leiterschaukelkränzen erhalten als sein Mittel- und sein Niederdruckteil, woraus sich auch seine größere Baulänge erklärt. Der Herabminderung des Spaltverlustes dient ferner die Wahl eines möglichst kleinen Trommeldurchmessers und hoher Schaufeln, wodurch der durch die Turbinenbeschaukelung hindurchströmende Dampfkring einen kleinen Durchmesser und eine größere Dicke erhält. Letzteres ist insofern von Vorteil, als in dem dicken Dampfkring der störende Einfluß des Spaltdampfes weniger zur Geltung kommt als in einem schmalen Dampfkring, der bei der Anwendung von kurzen Schaufeln entsteht.

Ausgleichung des axialen Druckes. Da, wie wir sahen, auf der Dampfeintrittsseite der einzelnen Laufräder ein größerer Dampfdruck vorhanden ist als auf der Dampfaustrittsseite, erhält die Turbinentrommel einen axialen Druck in der Richtung der Dampfströmung. Um diesen Druck aufzuheben, sind auf dem linken Teile der Turbinenwelle drei Gruppen von Ringen k_1 , k_2 , k_3 angebracht, die mit geringem Spielraum in nutzförmigen Ausparungen des Turbinengehäuses laufen und den gleichen äußeren Durchmesser wie die Beschaukelungen der Hoch-, Mittel- und Niederdruckstufen haben. Diese Ringgruppen (oder Kolben, wie sie auch genannt werden) stehen mit den Abstufungsstellen zwischen den Hoch-, Mittel- und Niederdruckteilen der Beschaukelung und mit dem Vakuumraum B durch die Kanäle i_1 , i_2 , i_3 in Verbindung und sind daher denselben Drucken wie die Beschaukelungen der Turbine ausgesetzt. Die Druckrichtung in den Kolben ist jedoch der Druckrichtung in der Beschaukelung entgegengesetzt, so daß ein vollständiger Druckausgleich stattfindet und die axiale Verschiebung der Turbinenwelle aufgehoben wird.

Die Regulierung des Dampfverbrauches. Je nach der Belastung der Turbine müssen die einzulassenden Dampfmen gen reguliert werden. Dies geschieht dadurch, daß ein Doppelventil in gleichmäßiger und sehr schneller Aufeinanderfolge fortwährend geöffnet und geschlossen wird und bei einer Veränderung der Belastung die Hubzahl dieses Ventils in der Minute zwar unverändert bleibt, die Dampfeinströmung jedoch insofern den Betriebserfordernissen angepaßt wird, als zur Erreichung eines verstärkten Dampfeinlasses das Ventil einen größeren Hubteil geöffnet und

einen kürzeren Hubteil geschlossen bleibt, während bei vermindertem Dampfeinlaß das umgekehrte Verhältnis zwischen dem Öffnen und dem Abjchluß des Ventils eintritt. Die Regulierung wird durch den Regulator bewirkt und von letzterem auf einen Dampfkolben übertragen, der durch eine Ventilstange mit dem Einlaßventile verbunden ist. (Näheres siehe Seite 125, die Regulierung der Umdrehungszahl der Turbine.)

Außer dem erwähnten Doppelventil für den Dampfeinlaß erhält die Parsonsturbine noch ein Umlaufventil, durch welches Dampf von vollem Druck unter Umgehung des Hochdruckteiles der Turbine unmittelbar nach dem Mitteldruckteil geleitet werden kann. Der mit vollem Druck auf die vergrößerte Druckfläche des Mitteldruckteiles wirkende Dampf bewirkt sofort eine bedeutende Steigerung der Turbinenleistung, und es wird von dieser Einrichtung Gebrauch gemacht, wenn der Kraftbedarf unerwartet rasch steigt und eine weitere Maschine nicht sogleich in Betrieb genommen werden kann, oder aber, wenn infolge plötzlichen Versagens des Kondensators die Turbinenleistung gesunken ist.

Die reine Parsonsturbine ist in Deutschland durch die Firma Brown, Boveri & Co., A.-G., eingeführt worden und war seit mehreren Jahren zu weiter Verbreitung gelangt. Sie wird aber von derselben Firma nur noch in gemischter Bauart mit einem in nachstehendem beschriebenen Aktionsrad als Hochdruckteil ausgeführt.

Die Curtistradturbine der Allgemeinen Elektrizitäts- gesellschaft, Berlin.

Das Curtistrad ist mit der Turbinenwelle fest verbunden und trägt an seinem äußeren Kranz ein, zwei oder drei Schaufelkränze. Zwischen seinem ersten und zweiten, sowie zwischen seinem zweiten und dritten Schaufelkranz ist je ein Leitschaukelkranz angeordnet, der an der inneren Wandung des Turbinengehäuses angebracht ist und die Umkehrung der Strömungsrichtung des Dampfes bewirkt, also feststeht und an der Rotation nicht teilnimmt. Die Beaufschlagung des Curtistrades erfolgt nur auf einem Teile seines Umfanges durch mehrere Düsen, die in der Mitte eine Verengung haben und sich vor dem ersten Lauffchaukelkranz erweitern. Der Dampf erfährt daher in den Düsen eine weitgehende Expansion, so daß er mit großer Geschwindigkeit auf den ersten Lauffchaukelkranz trifft. Er gibt in letzterem einen Teil seiner Geschwindigkeit ab, erfährt hierauf in dem dahinterliegenden Leitschaukeln eine Umkehrung seiner Strömungsrichtung, so daß im zweiten Lauffchaukelkranz ein weiterer Teil seiner Geschwindigkeit umgesetzt werden kann. In den folgenden

Leit- und Laufschaukeln wiederholen sich diese Arbeitsvorgänge, bis der Dampf schließlich tot abströmt.

Die Abnahme des Dampfdruckes findet demnach nur in den Düsen statt, während in dem Curtisrad selbst nur eine Geschwindigkeitsabstufung eintritt. Man nennt das Curtisrad deshalb auch ein Geschwindigkeitsrad. Soll die Turbine eine geringe Umdrehungszahl haben, so erhält das Rad entweder einen größeren Durchmesser, oder es erfolgt eine größere Unterteilung der Geschwindigkeit durch die Anwendung von drei statt

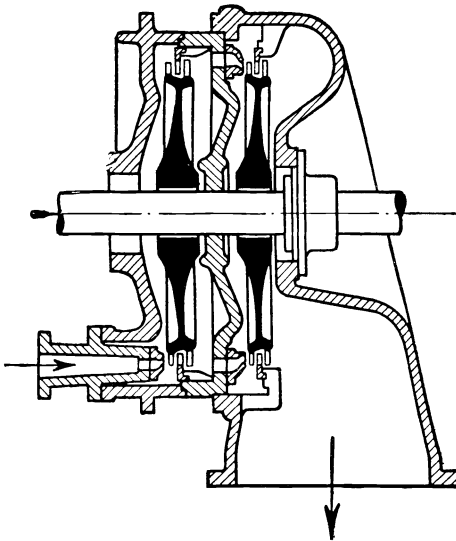


Fig. 84. Zweistufige Curtisturbine der Allgem. Elektrizitätsgesellschaft Berlin.

zwei Schaukelkränzen. Charakteristisch für diese Turbinenart ist ihre sehr kurze Bauart und die geringe Zahl der Schaukelkränze.

Ist nur ein Curtisrad vorhanden, so erfolgt demnach nur eine Druckabstufung, man nennt die Turbine dann einstufig. Eine weitere Druckabstufung kann durch Anwendung eines zweiten Curtisrades erreicht werden (Fig. 84). Das erste Rad läuft dann in einer Kammer, aus welcher der Dampf wieder durch eine Anzahl Düsen auf das zweite Rad geleitet wird.

In der ersten Kammer besteht dann ein mittlerer Dampfdruck von beispielsweise 3 Atm., der in den Düsen vor dem zweiten Laufrad in Geschwindigkeit umgewandelt wird, worauf die Umkehrung der Dampfgeschwindigkeit in Arbeit in den Schaukelkränzen des zweiten Laufrades in derselben Weise wie im ersten Laufrad erfolgt.

Eine schematische Darstellung der Schaufelanordnung einer zweistufigen Druckturbine zeigt nebenstehende Fig. 85. Der Dampf geht von dem Dampfverteilungskasten a durch die Ventile b und die Düsen c hindurch auf das erste Curtisrad mit Laufkränzen d, f, h und Leitschaukelkränzen e und g. Auf dem Wege von der ersten nach der zweiten Kammer, deren Trennwand in der schematischen Figur durch den wagerechten

Strich unterhalb von h gekennzeichnet ist, strömt der Dampf durch die Düfengruppe i nach dem zweiten Curtiszrad mit den Lauffchaufelkränzen k, m, o und den Leitschaufelkränzen l, n.

Die Dampfkanäle zwischen den Schaufeln sowohl der Lauf- wie der Leitkränze sind parallel gerichtet, so daß der Dampfstrom lediglich durch Beaufschlagung (Aktion) der Lauffchaufeln wirkt; infolgedessen herrscht auch zu beiden Seiten der einzelnen Schaufelkränze der gleiche Druck.

Man nennt deshalb diese Turbinen auch Aktionsturbinen oder Gleichdruckturbinen. Hieraus erklärt sich auch die charakteristische Eigenschaft dieser Beschauflung, daß bei dieser Turbinenart ein axialer Druck auf die Turbinenwelle nicht erfolgt und Vorrichtungen zur Ausgleichung eines axialen Druckes fehlen. Die Dampfkanäle in der Beschauflung müssen in der Richtung der Dampfströmung eine Erweiterung erfahren, da die Dampfgeschwindigkeit beim

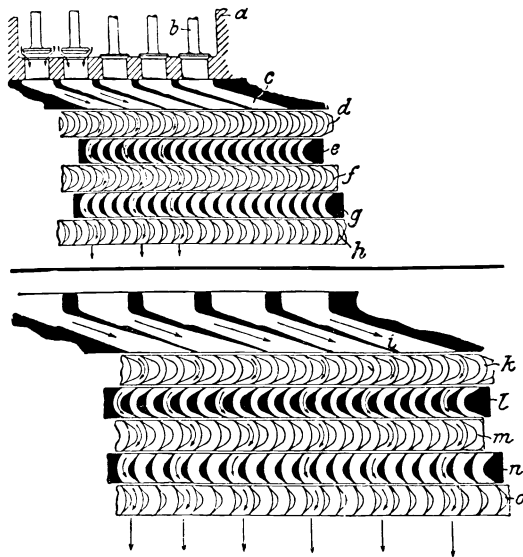


Fig. 85. Schematische Darstellung der Schaufel- und Düfenanordnung einer zweistufigen Curtisturbine. (Nach Frehtag.)

Dampfdurchgang durch die Schaufelkränze abnimmt, während das Dampfvolumen gleich bleibt. Diese Erweiterung der Dampfkanäle wird dadurch erreicht, daß in den aufeinanderfolgenden Schaufelkränzen die Schaufeldicke ab- und die Schaufelhöhe zunimmt. Die richtige Bemessung der Schaufeln ist auch die Voraussetzung dafür, daß der Dampfstrahl trotz der mehrfachen Umkehr seiner Strömungsrichtung in den mehrkränzigen Kädern nicht zersplittert, vielmehr seine geschlossene Form behält. Die Schaufelköpfe werden aus diesem Grunde auch gruppenweise durch eine leichte, angenietete Bandage miteinander verbunden, die außer dem Zusammenhalten des Dampfstrahles noch den Zweck erfüllt, die Schaufeln gegen-

seitig zu versteifen. Wegen der Wirkungsweise des Dampfes in einem geschlossenen Strahl bezeichnet man diese Turbinen auch als Freistrahlturbinen.

Die Regulierung des Dampfverbrauches entsprechend der jeweiligen Belastung der Turbine ergibt sich bei dieser Turbinenart in Anpassung an ihre Bauart von selbst auf zweierlei Art. Zunächst wird eine Regelung des Dampfeinlasses durch die Veränderung der Öffnung des Dampfeinlaßventiles bewirkt, wobei nach der Art der Drosselventile die Höhenlage des Ventiltellers über dem Ventilsitz geändert wird. Die zweite Art der Regulierung des Dampfeinlasses liegt deshalb nahe, weil die Turbinenräder nicht voll, sondern nur teilweise (partiell) beaufschlagt sind. Sie besteht darin und wird mit bestem Erfolge dadurch erreicht, daß die partielle Beaufschlagung des ersten Turbinenrades nach Bedarf eingeschränkt wird, indem die im Dampfverteilungskasten a befindlichen Düsenventile — zu vergl. Fig. 85 — entweder sämtlich geöffnet oder einzelne von ihnen geschlossen werden und hierdurch die Zahl der vom Dampf durchströmten Düsen verringert wird. Die erste Art der Regelung, also diejenige am Einlaßventil, erfolgt in allen Fällen automatisch durch den Regulator; die zweite Art derselben kann ebenfalls durch den Regulator, aber auch durch Schließen der Düsenventile von Hand bewirkt werden. (Näheres siehe im Abschnitt über Regulierung Seite 125.)

Die zweistufige Curtisturbine ist durch die Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft Berlin mit Leistungen bis zu 3000 SP in vielen hunderterten in Deutschland zur Ausführung gekommen. Infolge des mit größeren Stufenzahlen erreichbaren geringeren Dampfverbrauches ist ihre Anwendung gegenwärtig auf kleinere Leistungen beschränkt; bei mittleren Leistungen, also etwa von 1000—3000 PS, wird sie wegen der geringen Anschaffungskosten als Reservekraftmaschine für Wasserkraftanlagen benutzt.

Das Curtisrad, das sich nach seiner Nutzbarmachung der im Dampf enthaltenen Energie als ein Aktionsrad mit Geschwindigkeitsstufen darstellt, hat im Laufe der letzten Jahre infolge der Vorzüge des großen Druckgefälles und der ökonomischen Dampfregulierung durch die Düsenverstellung bei vielen Turbinenarten als Hochdruckteil Anwendung gefunden. Im nachstehenden sei auf die mit ihm ausgerüsteten Dampfturbinen der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft Berlin und die kombinierte Parsons-turbine der Firma Brown, Boveri & Co., A. G., Mannheim eingegangen.

Die mehrstufige Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts A. G., Berlin.

Diese Turbine (Fig. 86) besteht aus dem Hochdruckventil mit dem Curtisrad, einem Mittel- und einem Niederdruckteil, die durch je einen Zwischenboden voneinander getrennt sind. Der Mitteldruckteil enthält bei der abgebildeten Turbine drei einfränzige Laufräder, die durch Zwischenböden voneinander getrennt sind und demnach in je einer besonderen Kammer laufen. Der Niederdruckteil ist in zwei gleichgroße Teile mit

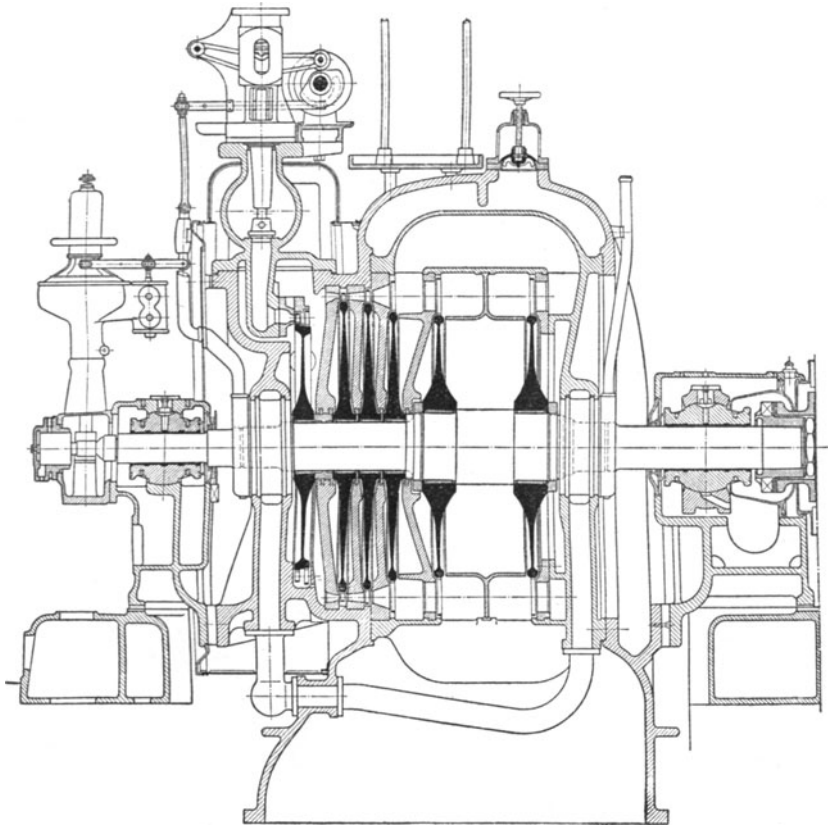


Fig. 86. Dreistufige Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts A. G., Berlin mit einem zweifränzigen Curtisrad im Hochdruckteil, drei einfränzigen Laufrädern für Druckabstufung im Mitteldruckteil und zwei gleichgroßen einfränzigen Laufrädern im Niederdruckteil. Die Verstellung der Dampfeinlaßdüsen ist automatisch.

je einem Laufrad zerlegt. Die Zwischenböden sind in das Turbinengehäuse fest eingesezt, stehen also während des Ganges der Turbine still und tragen an ihrem äußeren Umfang einen herausnehmbaren Kranz mit genau eingegossenen Leitschaufeln der aus der Fig. 79 ersichtlichen Form, so daß die Dampfkanäle dieser Zwischenböden auf der Dampfeintrittsseite weit, an der Dampfaustrittsseite hingegen infolge der umgebogenen Schaufelform erheblich verengt sind. Die Arbeitsvorgänge und der Weg des Dampfes vollziehen sich in dieser Turbine folgendermaßen. Der Dampf tritt aus dem Hochdruckteil, wo sein Druck, wie wir bereits bei der Besprechung des Curtistrades erfahren, schon bedeutend vermindert ist, in die Leitkanäle des ersten Zwischenbodens. In letzterem erhält er die für die Beaufschlagung des ersten Laufrades im Niederdruckteil erforderliche Strömungsrichtung, außerdem findet an der Verengung der Dampfkanäle des Zwischenbodens eine Druckabnahme und eine Geschwindigkeitszunahme des Dampfstrahles statt. Die Geschwindigkeit des Dampfes wird durch die Beaufschlagung des folgenden Laufrades in Arbeit umgesezt und ist beim Austritt aus demselben erheblich verringert. Dieselben Arbeitsvorgänge wiederholen sich nun in den Beschaukelungen der folgenden Zwischenböden und Laufräder, bis der Dampf schließlich völlig expandiert ist und hinter dem letzten Laufrad in den Kondensator gelangt. Da sich der Dampf auf seinem Arbeitswege von einem Zwischenboden zum anderen stetig ausdehnt, so müssen die Durchgangskanäle in den Schaufelkränzen dem zunehmenden Dampfolumen entsprechend allmählich größer werden; aus diesem Grunde erhalten die einzelnen hintereinanderliegenden Schaufelkränze in der Reihenfolge nach dem Kondensator zu eine größere Schaufelhöhe.

Der Dampfdruck nimmt, wie die vorstehenden Schilderungen erkennen lassen, in dem Niederdruckteil von Stufe zu Stufe in den Leiträdern ab; nur ist die Druckabnahme in den einzelnen Stufen nicht sehr groß, da das größte Druckgefälle bereits im Hochdruckteil erfolgt. Immerhin bestehen zwischen den einzelnen nebeneinander liegenden Kammern des Niederdruckteiles, wie auch zwischen letzterem und dem Hochdruckteil der Turbine Druckunterschiede. Um den Übertritt des Dampfes in den Spalten zwischen den Zwischenböden und der Turbinenwelle zu verhüten, werden erstere bis dicht an die Turbinenwelle bezw. an die Naben der rotierenden Laufräder herangeführt, so daß der schädliche Spalt einen sehr kleinen Durchmesser erhält und somit überhaupt auf das kleinste Maß beschränkt wird, durch welches der Dampf nur schwer hindurchtreten kann.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen dem Hochdruckteil mit dem

Curtisrad und dem Niederdruckteil mit den einfränzigen Laufkränzen besteht insofern, als beim Curtisrad, wie wir bereits sahen, die Dampfeintrittsdüsen sich nur an einem Teile von dessen Umfang befinden und nur eine partielle Beaufschlagung des Curtisrades durch den Dampfstrahl bewirken, während beim Niederdruckteil der Dampf auf dem vollen Umfang der Zwischenböden eintritt und hier somit auch eine totale Beaufschlagung der Laufräder erfolgt. Hieraus ergibt sich auch das große Druckgefälle im Hochdruckteil und die geringe Druckabstufung in den einzelnen Stufen des Niederdruckteiles. Da mit letzterem auch stets eine viel geringere Geschwindigkeitszunahme des Dampfes verbunden ist, als in den Düsen des Hochdruckteiles, genügen in den Niederdruckteilen auch die Laufräder mit nur einer Geschwindigkeitsabstufung, also mit nur einem Schaufelkranze.

Zur gelegentlichen Besichtigung des Turbineninnern, besonders der Düsen und der Schaufeln, bedarf es einer Auseinandernahme des zweiteiligen Turbinengehäuses nicht. Bei der Hochdruckstufe kann diese Untersuchung nach dem Lösen einiger Schraubenmuttern durch Entfernen eines der Düsenkästen vorgenommen werden, während am Niederdruckgehäuse auf beiden Seiten durch angeschraubte Deckel verschlossene Öffnungen vorgesehen sind, die eine bequeme Übersicht über die Schaufeln gestatten.

Die vorstehend geschilderten Bauarten sind für Turbinen bis zu den größten Abmessungen mit vielen tausenden von Pferdestärken ausgeführt worden.

Die kombinierte Parsonsturbine von Brown, Boveri & Co., A. G., Mannheim.

Vom rein physikalischen Standpunkte aus betrachtet, läßt sich die Anwendung der Reaktionsbeschaufelung bei der Parsonsturbine unter allen Umständen aufrecht erhalten. Diesen Vorzug besitzt sie, solange die Schaufellänge und damit die Dicke des für diese Turbinenart charakteristischen ringförmigen Dampfstromes ein bestimmtes Maß nicht unterschreiten, es kann dies durch die Wahl genügend kleiner Trommeldurchmesser erreicht werden. Durch allzu kurze Schaufeln wird der Wirkungsgrad ungünstig beeinflusst; und zwar nicht so sehr durch die Spaltverluste, als dadurch, daß sich bei kurzen Schaufeln der störende Einfluß der Wandungen und Schaufelenden auf die Randpartien des ringförmigen Dampfstromes naturgemäß viel stärker fühlbar macht als bei hohen Schaufeln und verhältnismäßig dickem Dampfstrom. Je geringer daher das Volumen der die Turbine in der Zeiteinheit durchströmenden Dampfmenge ist, um so kleiner muß mit Rücksicht auf eine ausreichende Schaufelhöhe der

Trommeldurchmesser gehalten werden. Dadurch wird aber, eine bestimmte Tourenzahl der Turbine vorausgesetzt, die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelkränze und somit die Arbeitsleistung jedes einzelnen der-

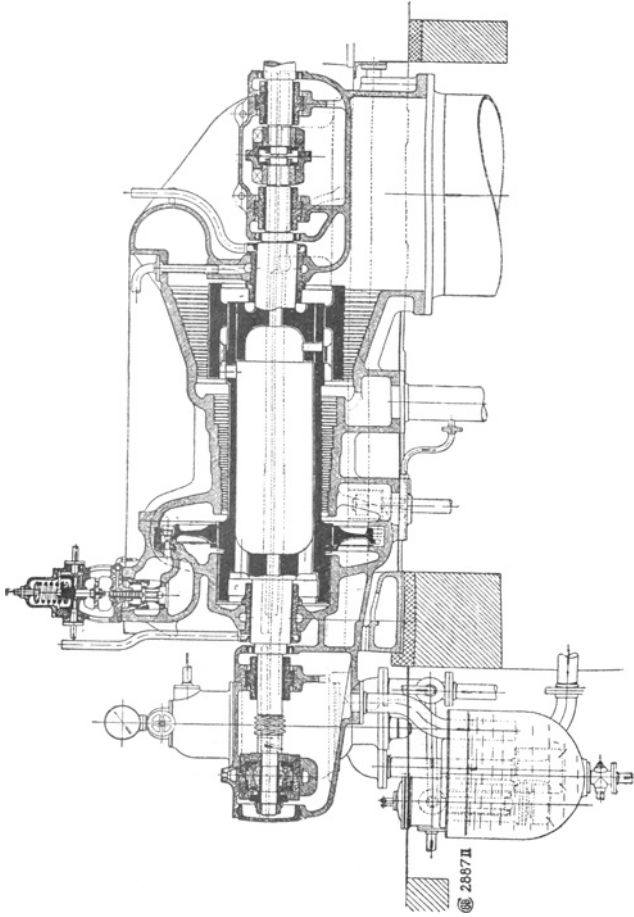


Fig. 87. Längsschnitt durch eine Turbine von Brown, Boveri & Co. mit Schnitt durch ein ölgefeuertes Düsenventil und die zugehörige Düse. Im Hochdruckteil ist ein zweifrangiges Curtisrad, der Mittel- und der Niederdruckteil haben Parsonsbeschaukelung. Vom Regulator sind nur die äußere Ummantelung mit dem darauf befindlichen Drehometer und das Handrad vom Regulierventil in der Drucksteuerung sichtbar.

selben geringer, so daß eine größere Anzahl von Stufen und Schaufelkränzen erforderlich werden. Sobald diese Stufenzahl so groß wird, daß der dafür notwendige Aufwand an technischen Mitteln mit dem erzielten Gewinn im Mißverhältnis steht, wird die reine Parsonsturbine mit einem Aktionsrad ausgerüstet.

Dieser Fall tritt jedoch bei normalen Verhältnissen nur im Hochdruckteil der Parsonsturbine ein, und zwar am ehesten, wenn Dampf von höherer Spannung in Maschinen für kleine Leistungen ausgenutzt werden soll, ferner bei größeren Maschinen, wenn von denselben ungewöhnlich niedrige Umdrehungszahlen verlangt werden. Im Mittel- und Niederdruckteil ist der Dampf jedoch bereits auf ein so großes Volumen expandiert, daß sich von selbst ausreichende Schaufellängen ergeben, die die Verwendung der Parsonsbeschau- fclung mit gutem Erfolge gestatten.

Fig. 87 und 88 stellen eine solche kombinierte Parsonsturbine mit zweifränkigem Curtistrad im Hochdruckteil dar, woraus ersichtlich ist, wie erheblich die Baulänge der Turbine durch die Anwendung des Curtistrades verkürzt wird. Hinter dem Curtistrad befinden sich auf der Trommelwelle die Abstufungen mit der Parsonsbeschau- fclung. Der in letzterer auftretende axiale Druck wird, wie bei der reinen Parsonsturbine, durch Gegen- druckkolben aufgehoben. Die Trommel ist so konstruiert, daß der Dampf auch zu ihren Innen- seiten Zutritt hat, wodurch ihre gleichmäßige und schnelle Erwärmung bei der Inbetriebnahme gewährleistet wird und auch ein schnelles An- lassen der Turbine aus dem kalten Zustande möglich ist.

Der **Schiffsantrieb** stellt nach zwei Richtungen besondere An-

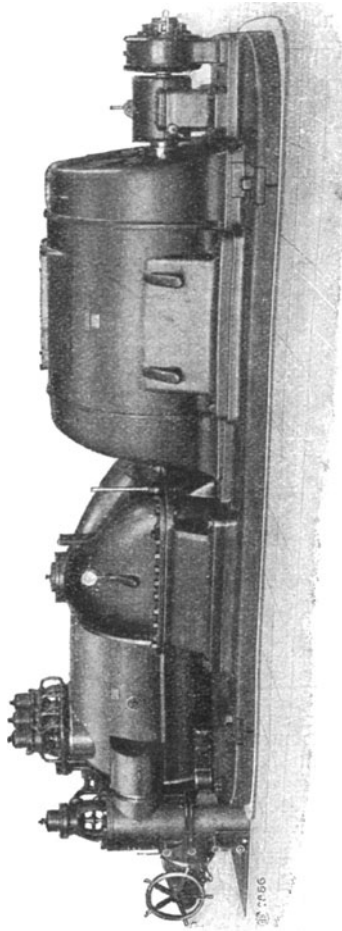


Fig. 88. Ansicht einer kombinierten Parsonsturbine von Brown, Boveri & Co. mit direkt gekuppelter Dynamomaschine. Vorn sind sichtbar: das abgesteuerte Dampfregulierventil (senkrecht) und auf dem Turbinen- mantel drei gleichfalls abgesteuerte Düsenventile; auf dem Kondensatorrohr befindet sich das Vakuummeter.

forderungen an die Dampfturbinen. Zunächst laufen die Schiffswellen mit etwa 80 bis 130 Umdrehungen in der Minute, während die Umdrehungszahl der Dampfturbine etwa 1500 bis 3000 beträgt. Von diesen Konstruktionsbedingungen abzuweichen und schnelllaufende Schiffswellen und langsam laufende Dampfturbinen zu verwenden, hat sich als unwirtschaftlich erwiesen und in der Praxis nicht bewährt, so daß die direkte Kupplung der Schiffswelle mit der Dampfturbine keine günstige

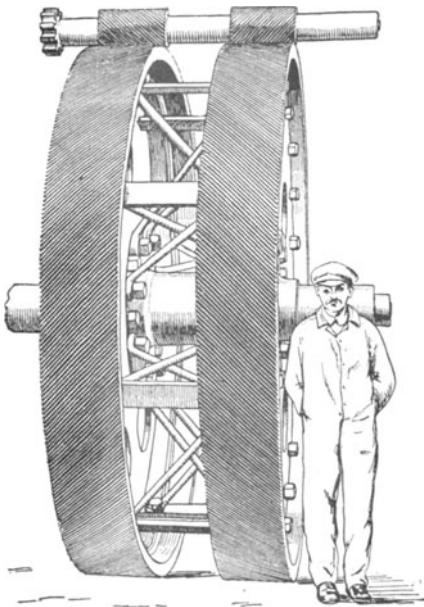


Fig. 89. Zahnradgetriebe zwischen Dampfturbine und Schiffswelle.

und praktisch verwertbare Bauart darstellt. Viel eingeführt hat sich hingegen der Antrieb der Schiffswellen mittels eines **Zahnradgetriebes**, wobei das Zahnrad auf der Schiffswelle bis zu 26mal kleiner als das Zahnrad auf der Dampfturbinenwelle ist. Untenstehende Abbildung¹⁾, Fig. 89, stellt ein solches Zahnradvorgelege für eine Dampfturbine von 3000 PS dar. Die Ritzel, das sind die kleinen Zahnräder, werden aus einem niedrigprozentigen Nickelstahl, die großen Zahnräder aus Siemens-Martin-Stahl hergestellt. Zur Vermeidung eines axialen Druckes auf die Turbinenwelle sind letztere mit den Ritzeln durch besondere, in der Längs-

richtung bewegliche Kupplungen verbunden. Neuerdings werden die Zahnradgetriebe, entgegen der Abbildung, mit keilförmigen Verzahnungen hergestellt. Sie werden in einem dichten Gußeisengehäuse untergebracht und erhalten Druckölschmierung, indem das Schmieröl in die Eingriffsstelle der Zahnräder eingespritzt wird, so daß die Zahnräder jahrelang laufen ohne eine merkliche Abnutzung zu zeigen. Auch ist es gelungen, durch genaues Bearbeiten der Zähne das beim Arbeiten des Zahnradgetriebes auftretende Geräusch, das anfänglich recht erheblich war und störend

¹⁾ Die Abbildung 89 ist mit Genehmigung der Redaktion aus der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ing., Jahrgang 1914, Seite 1125 entnommen.

empfundener wurde, beträchtlich zu mindern. Der Wirkungsgrad dieser Zahnradgetriebe ist außerordentlich hoch und beträgt bei sorgfältigster Herstellung der Verzahnung etwa 98 Prozent.

Von anderen Zwischengetrieben sind der nach Art der Kreiselpumpen und der Wasserturbinen gebaute hydraulische Transformator von Ingenieur Föttinger (Zeitschrift des Vereins Deutscher Ing. 1909, Seite 2020 und 1912, Seite 2079), sowie die Übertragung der Antriebskraft von der Dampfturbine auf die Schiffswelle mittels Dynamomaschine und Elektromotor bekannt geworden; doch werden sie kaum noch angewendet.

Das Umsteuern der Schiffswelle machte beim Dampfturbinenantrieb gleichfalls andere Einrichtungen als beim Antrieb durch Kolbendampfmaschinen erforderlich. Die Umdrehungsrichtung einer Dampfturbine ist, wie wir aus der Abbildung 77 ersehen können, von der Schaufelstellung in den Leit- und Lauf-

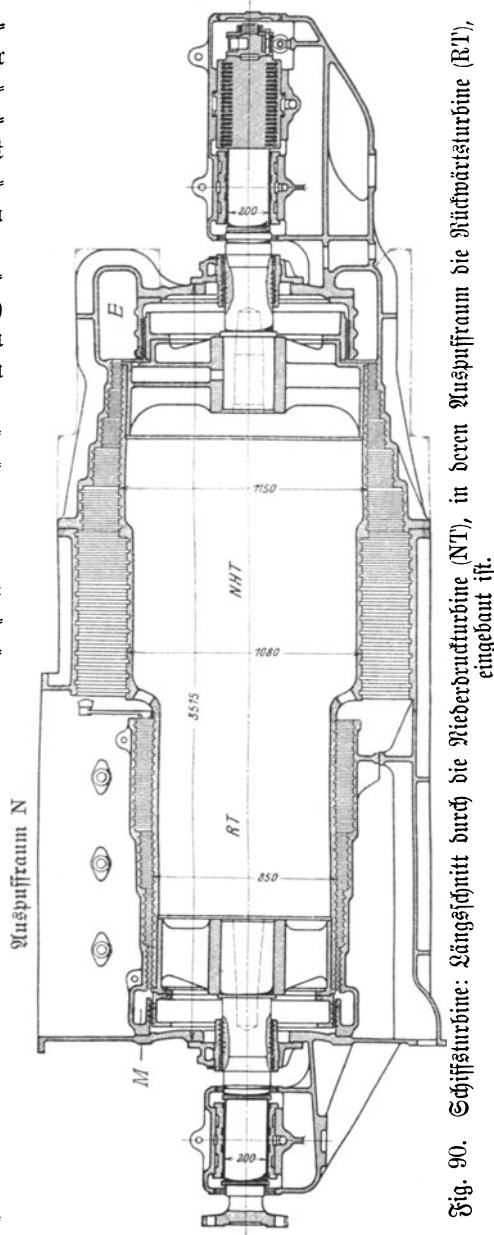


Fig. 90. Schiffsturbine: Längsschnitt durch die Niederdruckturbine (NT), in deren Auspuffraum die Rückwärtsturbine (RT), eingebaut ist.

rädern bestimmt und daher unveränderlich. Umsteuerungsvorrichtungen, die bei den Kolbendampfmaschinen in Form der Kulissen- oder Venkersteuerung (siehe Abschnitt 7) ein leichtes und bequemes Wechseln der Umdrehungseinrichtung ermöglichen, sind bei den Dampfturbinen nicht anbringbar. Die leichte Manövrierfähigkeit, die der Dampfmaschinenantrieb gewährt und die für die Schiffe von größtem Wert ist, war daher eine der schwierigsten technischen Anforderungen an den Schiffsturbinenantrieb. Das Umsteuern der Schiffswellen macht besondere Dampfturbinen erforderlich, die die entgegengesetzten Schaufelstellungen wie die Hauptturbinen haben und infolgedessen auch mit entgegengesetzter Umdrehungsrichtung wie diese umlaufen. Man unterscheidet daher auf Schiffen Vorwärts- und Rückwärtsturbinen. Letztere werden in den gewöhnlichen Fällen in das Gehäuse der Niederdruckturbinen eingebaut und laufen beim Vorwärtsgang der Turbinenanlage leer mit, während umgekehrt, beim Rückwärtsgang der Schiffswelle, die Vorwärtsturbinen leer laufen und die Rückwärtsturbinen arbeiten. Untenstehende Fig. 90 zeigt die Anordnung einer Rückwärtsturbine im Gehäuse der Niederdruckvorwärtsturbine in der Ausführung der „Turbinia“, Deutsche Parsons Marine A. G., Berlin. Sie ist meist als Hochdruckturbine gebaut und befindet sich im hinteren Teile des Niederdruckgehäuses, dem Auspuffraum N. Der Zylinder der Rückwärtsturbine ist jedoch ein vollständig unabhängiger Teil für sich. Die Zuführung des Frischdampfes erfolgt durch eine besondere, an den Ringkanal M angeschlossene Leitung. Der Abdampf strömt direkt durch den Auspuffraum N der Niederdruckturbine in den Kondensator. Beim Manövrieren des Schiffes wird in der Weise verfahren, daß das Hauptventil für den Dampfeinlaß an der längs der Mitte des Schiffes gelegenen Hochdruckturbine geschlossen und letztere hierdurch abgestellt wird. Alsdann werden die beiden Dampfeinlaßventile an den Manöverierturbinen geöffnet. Durch Umstellen eines Manöverierschiebers, der vom Maschinistenstand aus einstellbar ist, kann alsdann der Frischdampf nach den Vorwärts- oder Rückwärtsturbinen geleitet werden. Die Hochdruckvorwärtsturbine, welche die mittlere Schiffswelle antreibt, bleibt hierbei gestoppt.

Die Kleindampfturbinen.

Dampfturbinen mit wiederholter Beaufschlagung des Laufrades.

Bei Dampfturbinen für mittlere und kleine Leistungen (etwa bis zu 500 PS) wird eine mehrfache Geschwindigkeitsabstufung auch dadurch erzielt, daß der Dampf durch geeignete Umleitkanäle zur wiederholten Beaufschlagung

ein und desselben Laufrades gezwungen wird. In nachstehendem ist eine derartige Dampfturbine aus der Maschinenfabrik von C. Naake in Coswig bei Dresden beschrieben.

Die Wirkung des Dampfes ist aus der schematischen Darstellung Fig. 91 zu ersehen. In der schematischen Darstellung hat die Turbine nur ein Lauf-
rad. Während sich bei den größeren Dampfturbinen und insbesondere bei den besprochenen Gleichdruck- oder Aktionsturbinen der Druckabfall des Dampfes in mehreren aufeinander folgenden Stufen in der Turbine vollzieht, findet der gesamte Druckabfall des Dampfes in der Kleindampf-
turbine schon in den Düsen vor dem Laufrade statt. Der Dampf trifft daher bei seinem Austritt aus den Düsen zwar nur mit dem Drucke auf das Lauf-
rad auf, mit dem er die Turbine schließlich verläßt, doch hat er an der Düsenmündung dafür eine sehr hohe Strömungsgeschwindigkeit erlangt,

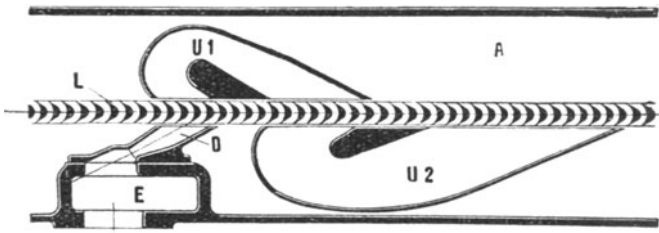


Fig. 91. Schematische Darstellung der Dampfturbine mit wiederholter Beaufschlagung des Laufrades von C. Naake, Coswig i. Sa. — E = Dampfteintritt, D = Dampfbose, L = Laufrad, U₁, U₂ = Umführungen, A = Dampfaustritt.

die, wie bei den anderen Gleichdruckturbinen, zur Vermeidung einer zu großen, für praktische Zwecke ungeeigneten Drehgeschwindigkeit der Turbine ihm in Abstufungen entzogen wird, was in folgender Weise geschieht. Der aus der Düse D mit sehr hoher Geschwindigkeit austretende Dampf strömt auf das Laufrad L, versetzt dieses in Drehung, gibt hierbei einen Teil seiner Strömungsenergie an das Rad ab und erfährt beim Durchgang durch die Schaufelzellen eine Umänderung seiner anfänglichen Strömungsrichtung. Zur weiteren Nutzbarmachung seiner noch verbliebenen Energie wird er durch den Umleitkanal U₁ dem Laufrad aufs neue zugeführt und hierdurch zur Abgabe eines weiteren Teiles seiner Geschwindigkeit gezwungen. Dieser Vorgang wird in weiteren Umleitkanälen wiederholt, bis schließlich der Dampf ohne Strömungsenergie die Turbine verläßt und entweder als Auspuffdampf ins Freie tritt oder in einer Kondensationsanlage durch Abkühlung zu Wasser verdichtet wird.

Die Umführungskanäle werden zur Herabminderung der Strömungs-

verluste durch die Dampfreibung sehr exakt bearbeitet und mit Rücksicht auf die allmählich sich verringemde Dampfgeschwindigkeit in der Richtung der Dampfströmung erweitert, so daß die Zahl der Laufradschaufeln, die der Dampf in jeder Stufe beaufschlägt, von Stufe zu Stufe größer wird.

Da diese Kleindampfturbinen Gleichdruckturbinen (Aktionsturbinen) sind, d. h. da bei ihnen der Dampfdruck zu beiden Seiten des Laufrades gleich ist, so sind auch die Dampfmenzen, welche außerhalb der arbeitenden Teile durch die Turbine hindurchtreten, und die man als Spaltverluste bezeichnet, gering, und es können die Turbinen aus Rücksichten auf die Betriebssicherheit innen einen verhältnismäßig reichlich bemessenen Spielraum zwischen dem rotierenden Schaufelrad und dem feststehenden Umfkehrapparat und den Düsen erhalten.

Die Umlaufzahlen der Kleinturbinen betragen 1000—3000 in der Minute, so daß sie zur direkten Kupplung mit Ventilatoren, Gebläsen, Zentrifugalpumpen und anderen schnelllaufenden Maschinen geeignet sind. Drehzahlen unter 1000 minutlich werden unter Anwendung eines geräuschlos im Ölbad arbeitenden Zahnradvorgeleges erreicht.

Die Abdichtung der Dampfräume nach außen an den Stellen, wo die Turbinenwelle durch das Gehäuse hindurchtritt, erfolgt durch hintereinander geschaltete Kohlendichtungsringe, deren Zahl sich je nach der Höhe des im Gehäuse bestehenden Gegendruckes richtet. Die Ringe sind dreiteilig und werden mit einer Schlauchfeder zusammengehalten, so daß sich die Welle und die Ringe ungehindert ausdehnen können und ein zu festes Schleifen der letzteren nicht stattfinden kann. Die Bohrung und die Teilflächen der Ringe sind sorgfältig geschliffen und genau zusammengepaßt und tuschiert, infolgedessen den Stopfbüchsen bei hohem Gegendruck nur ein kaum merklicher, durch Drosselung entstandener Dampfhauch entweicht. Die Stopfbüchsen bedürfen keinerlei Schmierung, so daß der Abdampf, wie bei den Großturbinen, völlig ölfrei ist und seine weitere Verwendung als Heizdampf oder die Verwendung seines Kondensates als Kesselspeisewasser ohne Bedenken und ohne weitere Vorbereitung stattfinden kann.

Das Laufrad erhält nur einen Schaufelkranz, bei mehr als 250 PS Leistung sind die Turbinen mit Hoch- und Niederdruckteil versehen. Im übrigen sind die Kleindampfturbinen in ähnlicher Weise wie andere Turbinen mit einem Regulator zur Regelung der Umdrehungszahl, mit einem bei Tourenüberschreitung automatisch wirkenden Schnellschlußventil und mit Düsenverstellung von Hand und Zusatzdüse ausgerüstet, die bei dauernder Teilbelastung oder bei Überlastung der Turbine zu gebrauchen sind.

Von den führenden Firmen des Dampfturbinenbaues werden die Kleindampfturbinen auch in der üblichen Art als Aktionsturbinen und bei Leistungen von 100—500 PS als kombinierte Bauart (Hochdruckteil als

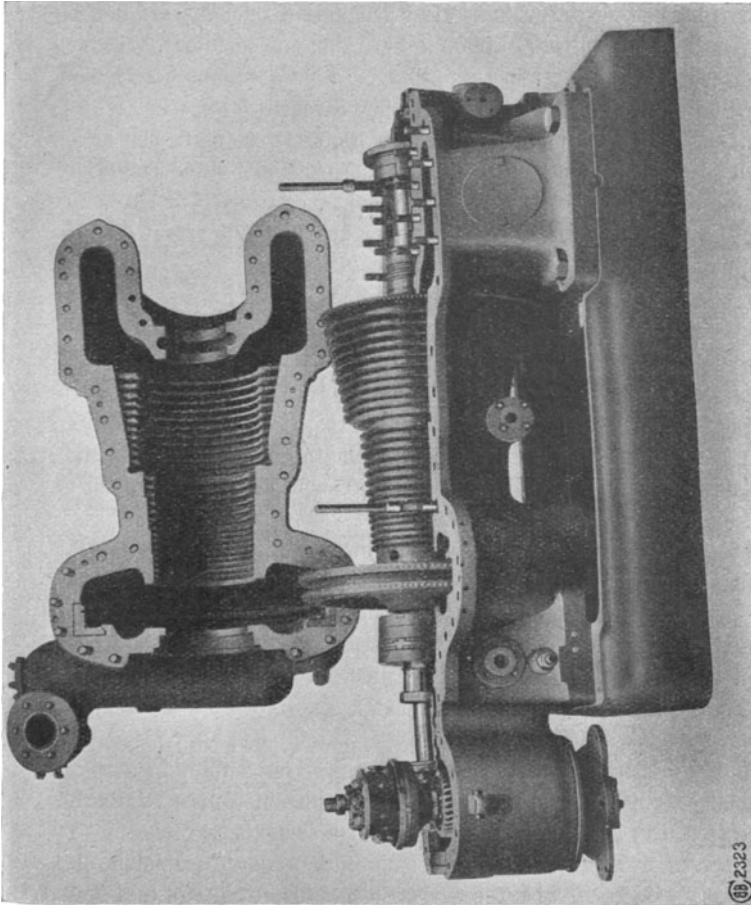


Fig. 92. Kleinturbine von Brown, Boveri & Co., Mannheim, Schnellläufertyp, Gehäuseoberteil abgehoben, Ansicht des Laufapparates, links ist der sonst verkappte Regulator sichtbar, Leistung: 100—300 kW; Drehzahl 3000—3500 in der Minute.

Aktionrad, Niederdruckteil mit Parsons- oder Gleichdruckbeschaufung) hergestellt, wobei die Aktionsturbinen mehr Verwendung als Gegendruck- oder als Auspuffmaschinen in Verbindung mit Abdampfverwertung finden, während die kombinierten Bauarten sich zur Ausnützung der höchsten Luftleere eignen und daher vorzugsweise in Verbindung mit Oberflächen-

Kondensation überall dort aufgestellt werden, wo es auf die höchste Dampfausnutzung in der Turbine selbst ankommt und eine Verwendung des Abdampfes zu Heiz- und Trockenzwecken nicht möglich ist. Zum unmittelbaren Antrieb von rasch laufenden Dynamomaschinen, Gebläsen und Kompressoren werden diese Turbinen als sogenannte Schnellläufer mit einer normalen Drehzahl von 4000—5000 in der Minute ausgebildet. Wechselstromerzeuger, deren Drehzahl bekanntlich durch die Frequenz des Wechselstromes bestimmt ist (bei der gebräuchlichsten Frequenz 50 ist die Drehzahl des angetriebenen Gasmotors mit 3000 begrenzt), werden von diesen Schnellläuferturbinen mit Ventil unter Zwischenschaltung eines geräuschlos im Ölbad arbeitenden Zahnradvorgeleges angetrieben, wodurch der Dampfverbrauch sehr herabgemindert wird und hinter dem der Kolbendampfmaschinen gleicher Leistungsfähigkeit zurückbleiben soll.

14. Konstruktive Einzelheiten der Dampfturbinen.

Die Firmen des Dampfturbinenbaues bringen zwar bei den Einzelheiten der Dampfturbinen ihre eigenen Konstruktionen in Anwendung, dieselben weichen aber verhältnismäßig wenig voneinander ab, so daß sie hier gemeinsam besprochen werden können.

Die Abdichtung der Welle im Turbinengehäuse. Die Welle muß an den Stellen, an denen sie durch das Turbinengehäuse hindurchtritt, abgedichtet werden, um auf der Hochdruckseite das Herausblasen von Dampf und auf der Kondensatorseite das Einströmen von Luft zu verhüten. Bei den großen Umfangsgeschwindigkeiten der Turbinenwelle ist die Verwendung von Stopfbüchsen mit Packungen der bei den Kolbendampfmaschinen üblichen Art ausgeschlossen.

Auch sorgfältig aufgepaßte Metalldichtungsringe sind nicht anwendbar, weil sie eine Schmierung mit Öl oder anderen Fetten erforderlich machen, wodurch der Dampf und das aus ihm gewonnene Kondensat ölhaltig werden würden, was bei den Dampfturbinen aufs sorgsamste vermieden wird, da das Kondensat wieder in den Kessel gespeist wird. Als Dichtungsmittel dient der Dampf selbst, der in der so genannten **Sabyrinthdichtung** (Fig. 93) gezwungen wird, eine Reihe enger Ringspalten zu durchströmen und hierbei allmählich gedrosselt wird; zwischen den Ringspalten befinden sich erweiterte Räume, in denen die Dampfgeschwindigkeit durch Wirbelung vernichtet wird. Gebildet werden die Ringspalten durch schmale Nuten und Ringe auf der Welle und in dem Ge-

häufe längs der Durchtrittsstellen der Turbinenwelle durch die Gehäusedeckel (siehe Fig. 86 Seite 111). Die Labyrinthdichtung verhindert das Austreten von Dampf in den Maschinenraum in nahezu vollkommener Weise. An den Durchtrittsstellen, an denen infolge des in der Turbine herrschenden Unterdrucks die Möglichkeit des Eindringens von Außenluft durch die Labyrinthdichtung besteht, muß letztere mit einer besonderen Dampfzuleitung versehen werden, so daß alsdann keine Luft, sondern der Dichtungsdampf in die Turbine eingesaugt wird. Die Menge des zuzuführenden Dichtungsdampfes muß der Maschinist mittelst kleiner Dampfventile unter Beobachtung der an der Turbine angebrachten Manometer regulieren; wobei zu beachten ist, daß den an den Labyrinthdichtungen außen angebrachten Dunststrohren nur ein feiner Dampfschleier entströmen darf. Die Stopfbüchsen oder Labyrinthdichtungen sind also keineswegs mit den Lagern für die Turbinenwelle zu verwechseln, da in ihnen die Turbinenwelle, wenn auch mit sehr schmalem Zwischenraum, so doch immerhin vollkommen frei und ohne Auflagerung auf das Turbinengehäuse läuft.

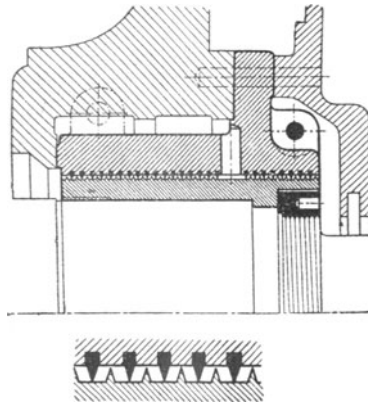


Fig. 93. Querschnitt der Labyrinthdichtung einer Dampfturbinenwelle.

Die Lager und die Druckölschmierung.

Die Schmierung der Lager erfolgt mittelst einer Öl-

pumpe, die das Öl mit einem Druck von etwa $1\frac{1}{2}$ Atm. in die Lager treibt. Die Druckölleitung geht durch die Lagerböcke hindurch und ist bis an die unteren Lagerschalen geführt. In letzteren befinden sich Kanäle, welche das Öl zum Zwecke der Lagerkühlung durchfließt (D.R.P. der A.G.G.); dann gelangt es an die Welle, von der es mitgerissen und auf die ganze Tragfläche verteilt wird. (Bei älteren Maschinen sind die Lagerschalen doppelwandig ausgeführt und durch Wasser gekühlt.) Das von der Maschine abfließende warme Öl wird zunächst in einem Ölbehälter gesammelt, in welchem die mitgeführten Verunreinigungen Zeit zum Abscheiden finden und zeitweilig abgelassen werden können. Das Öl fließt dann durch ein feines Messingsieb nach einem Röhrenkühler, in welchem es durch Wasser gekühlt wird. Aus dem Kühlapparat wird es von der Pumpe wieder eingesaugt, um seinen Kreislauf von neuem zu beginnen. Der Schmierölverbrauch der Turbinen ist infolge

dieser mechanischen Schmiereinrichtung sehr gering, trotzdem die Schmierung der Lager sehr reichlich erfolgt. Überluste treten allmählich durch Verdunstung ein, auch läßt die Schmierfähigkeit des Öles bei längerer Benutzungsdauer nach, so daß das Öl zeitweilig zu erneuern ist. Der Wasserzufluß zum Ölkühler ist erst anzustellen, wenn die an den Lagerstellen gemessene Öltemperatur auf eine bestimmte Temperatur (etwa 40°) gestiegen ist.

Die Ölpumpe besteht aus zwei ineinanderkämmenden Zahnrädern, welche in ein Gehäuse dicht eingepaßt sind und keinerlei Federn, Ventile oder Kolben haben (Fig. 94). Ihr Antrieb erfolgt von der Regulatorwelle aus, auf welche eines der Räder aufgefleht ist. Da die Regulatorwelle im Verhältnis zur Turbinenwelle sehr langsam läuft, was sich namentlich

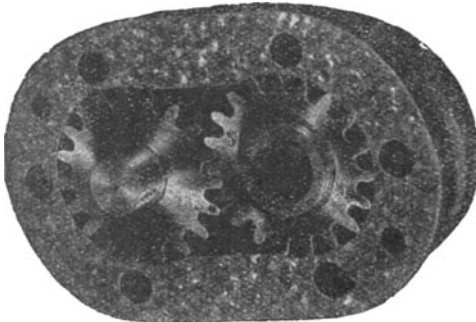


Fig. 94. Ölpumpe für die Druckölschmierung der Dampfturbinenlager.

beim Anfahren der Turbine sehr bemerkbar macht, so vermag die Ölpumpe bei der Inangabe der Turbine den Lagern das Öl nicht in genügender Menge und unter genügendem Druck zuzuführen, und es erhält aus diesem Grunde jede Turbine eine kleine Hilfsölpumpe für Handbetrieb oder, bei größeren Lei-

stungen, eine kleine Dampfpumpe zur Unterstützung der Überlieferung der Lager, namentlich wenn nach längerem Stillstand das Öl aus den Lagern durch die schwere Turbinenwelle herausgepreßt worden ist.

Auf das gute Funktionieren der Ölschmierung ist während des Turbinenganges die peinlichste Aufmerksamkeit zu verwenden, da bei einem Heißlaufen oder Auszuschmelzen der Lagergehäuse die ganze Turbine gefährdet ist. Der von der Ölpumpe erzeugte Öldruck, der an den einzelnen Schmierstellen mittels Drosselhähne oder Ventile eingestellt wird, ist an den in die Druckleitungen eingesetzten Manometern gut zu beobachten. Sollte die Ölpumpe an der Regulatorwelle einmal versagen, so sind die Hilfsölpumpen zur Aushilfe zu benutzen. Die Öltemperatur ist im Sammelbehälter und an den Lagerstellen zu kontrollieren, wozu letztere zu diesem Zwecke in den oberen Lagerstellen besondere, bis nahe an die Welle reichende Thermometerbohrungen besitzen. Gegen etwaige Drucküberschreitungen

ist in der Druckfölleitung ein Sicherheitsventil vorhanden. Die Saugleitungen der Ölpumpen sind namentlich an den Anschlußstellen an den Ölbehälter öfter auf gutes Abdichten zu untersuchen, da das Versagen der Pumpen meistens auf Undichtheiten in den Rohrleitungen zurückzuführen ist.

Die Regulierung der Umdrehungszahl. Die Dampfturbinen erfordern mit Rücksicht darauf, daß sie, was zumeist der Fall ist, unmittelbar mit elektrischen Dynamomaschinen gekuppelt sind, eine genaue Regulierung ihrer Umdrehungszahl, da die elektrische Spannung steigt und fällt, je nachdem die Umdrehungszahl zu hoch oder zu niedrig wird.

Die Reguliervorrichtung, die aus nebenstehender Abbildung ersichtlich ist, ist mit der Druckfölleitung verbunden und so eingerichtet, daß sie die Turbine beim Versagen der Druckölschmierung abstellt (Fig. 95). Sie besteht aus dem Federregulator, der mittels Schnecke und Schneckenrad von der Turbinenwelle aus angetrieben wird und beim Auf- und Niedergehen der Regulatormuffe durch einen wagerechten Hebel einen hölzernen Regulierschieber verstellt. Letzterer gibt beim Heben und Senken in einem Gehäuse die Zuführungsröhre für das Drucköl nach dem kurzen Zylinder mit dem eigentlichen Druckkolben frei, welcher auf einem Gestänge sitzt, das am unteren Ende ein Doppelsitzventil, das Dampfeinlaßventil der Turbine trägt. Wird der Regulierschieber gehoben, geht also die Turbine zu schnell, so läßt der Regulierschieber das Drucköl auf die obere Seite des Druckkolbens treten, letzterer wird gesenkt und drosselt hierbei das Doppelsitzventil gegen die Einströmung einer größeren Dampfmenge. Beim Senken des Regulierschiebers tritt eine entsprechende Aufwärtsbewegung der Druckkolben und ein Mehreinströmen von Arbeitsdampf ein. Der Regulator arbeitet sehr genau, so daß sich die Umdrehungszahl der Turbine sehr wenig verändert. Neben dem Regulierschieber befindet sich eine mittels Handrades verstellbare Einrichtung zur Veränderung der Federbelastung des Regulators, um während des vollen Betriebes die normale Umlaufzahl der Turbine um 5% erhöhen oder vermindern zu können. Diese Vorrichtung ist beim Parallelschalten von ungleich belasteten Wechselstrommaschinen unentbehrlich und wird außer der Handbetätigung auch für Fernbetätigung von der Schalttafel aus eingerichtet.

Regulierung an den Düsen der Curtiskräder. Bei der Regulierung des Dampfzutrittes mittels des Doppelsitzventiles tritt bei geringer Turbinenbelastung eine starke Drosselung und ein Spannungsabfall des Frischdampfes von den Düsen ein, wodurch der Dampfverbrauch für die einzelne Pferdestärke oder das Kilowatt steigt. Da die Dampfturbinen mit mehreren Einströmungsdüsen versehen sind, kann

eine Regulierung des Dampfzutrittes auch durch Ab- oder Zuschalten einzelner Düfengruppen erfolgen. Letztere erhalten deshalb besondere kleine

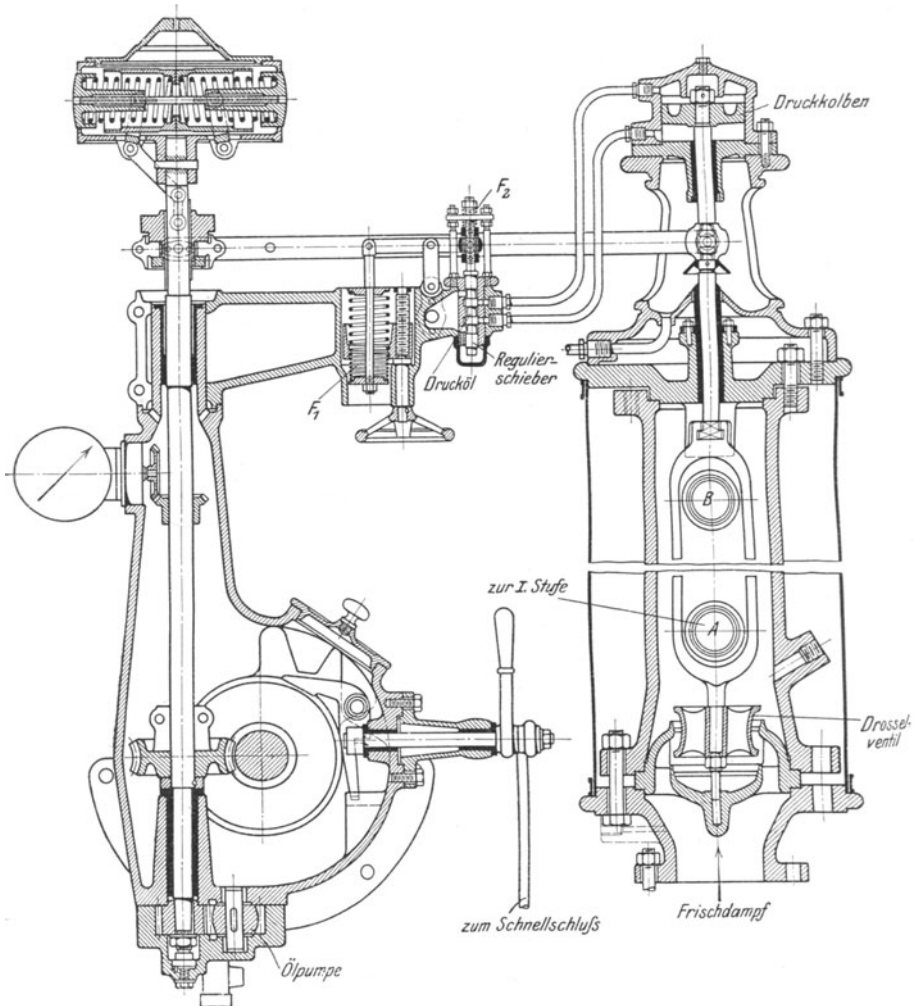


Fig. 95. Regulator mit Druckölsteuerung für den Dampfteinlaß in die Turbine.
Bauart der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft Berlin.

Absperrventile (siehe Fig. 96), von denen einzelne entsprechend den jeweiligen Anforderungen an den Dampfverbrauch der Turbinen geöffnet und

geschlossen werden, so daß sich hierdurch die Dampfzufuhr nach der Turbine regelt.

Die Regulierung der Düsen oder der Düsengruppen wurde anfänglich von Hand vorgenommen. Der Maschinenwärter hatte bei diesen Turbinen die vor und hinter dem vom Regulator gesteuerten Doppelsitzventile angebrachten Manometer zu beobachten und bei zu starkem Spannungsabfall am zweiten Manometer einzelne Absperrventile für

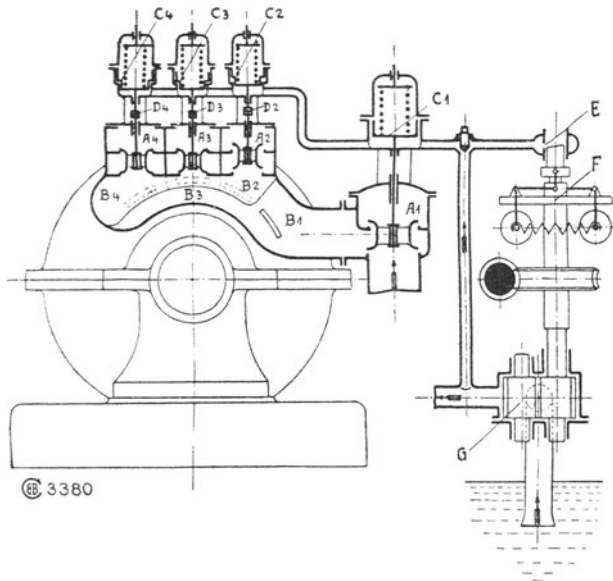


Fig. 96. Schema der Ölsteuerung mit Haupt- und Zusatzventilen von Brown, Boveri & Co. A_1 = Hauptregulierventil, A_2 — A_4 = Zusatzventile, B_1 — B_4 = Düsenkäse, C_1 — C_4 = Kraftkolben, D_2 — D_4 = Spindelkuppelungen, E = Ölregulierschlitze, F = Geschwindigkeitsregler, G = Zahnradölpumpe.

die Düsen zu schließen oder wieder zu öffnen, falls die Umdrehungszahl der Turbine trotz hochgehobenem Doppelsitzventil nicht auf genügender Höhe gehalten werden konnte.

Neuerdings wird die Düsenregulierung allgemein automatisch wirkend eingerichtet, indem der Regulator bei zunehmender Umdrehungszahl die Düsenventile schließt und bei abnehmender Umdrehungszahl wieder selbsttätig öffnet. Das bei anderen Turbinen vorhandene, vom Regulator gesteuerte Doppelsitzventil für den Dampfseinlaß kommt in diesem Falle mitunter in Wegfall. Das für die automatische Düsenregulierung vom Regu-

lator zu betätigende Kurvengestänge ist, um ein Festsetzen der Ventile zu vermeiden, wöchentlich einige Male den ganzen Hub auf- und abzubewegen.

Schnellschlußvorrichtung oder Sicherheitsregler. (Fig. 102). Außer

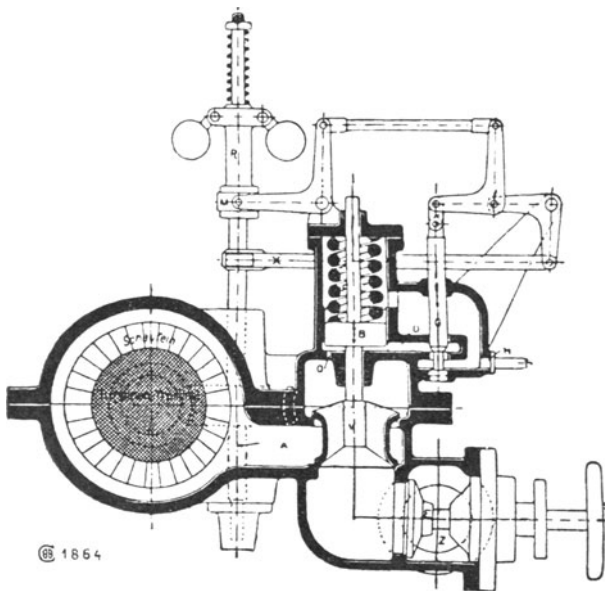


Fig. 97. A = Regulatorwelle, B = Regulierkolben, E = Hauptabflußventil, G = Relaisstift, H = Austrittsrohr vom Relais, M = Regulatormuffe, O = Zutrittsöffnung zum Kolben, R = Regulator, V = Dampfregulierventil, X = Exzenter. Von der Firma Brown, Boveri & Co. früher gebaute Turbinenregulierung mit Dampfdruckrelais. Die Bewegung des Regulators R wurde durch die Muffe M mittels Hebels und Gestänge auf das sogenannte Relais G übertragen, welches den Dampfdruck unter dem federbelasteten Kolben B beeinflusste. Durch eine Spindel war der Kolben mit dem Dampfregulierventil starr verbunden, so daß bei langsamem Gang der Turbine das Ventil V mehr gehoben, mehr Dampf in die Turbine eingelassen und deren Umdrehungszahl hierdurch erhöht wurde. Ein besonderes Exzenter X versetzte den Relaisbolzen G in eine fortwährende auf- und niedergehende Bewegung, wodurch der Frischdampf in einzelnen, regelmäßig aufeinander folgenden Stößen in die Dampfturbine hineingelange. Die Anzahl dieser Dampfeintritte betrug 150–250 in der Minute, wobei die Stärke jedes Dampfeintrittes unter dem Einfluß des Regulators stand. Diese Regulierung war bereits sehr genau, hatte aber den Nachteil, daß sich die im Dampfströme arbeitenden Steuerungssteile abnutzten.

den Vorrichtungen zur Regelung der Umdrehungszahl erhält jede Turbine stets eine Schnellschlußvorrichtung, die ausschließlich dazu dient, das Durchgehen der Turbine zu verhindern, falls die Hauptregulierung einmal ihren Dienst versagen sollte. Die Schnellschlußvorrichtung besteht aus einem

Klinkrad und Gefänge, das bei einer bestimmten Überschreitung der normalen Umdrehungszahl, um etwa 10—12%, ausgelöst wird, so daß sich das Haupteinlaßventil für den Dampf durch die Spannung einer Feder auto-

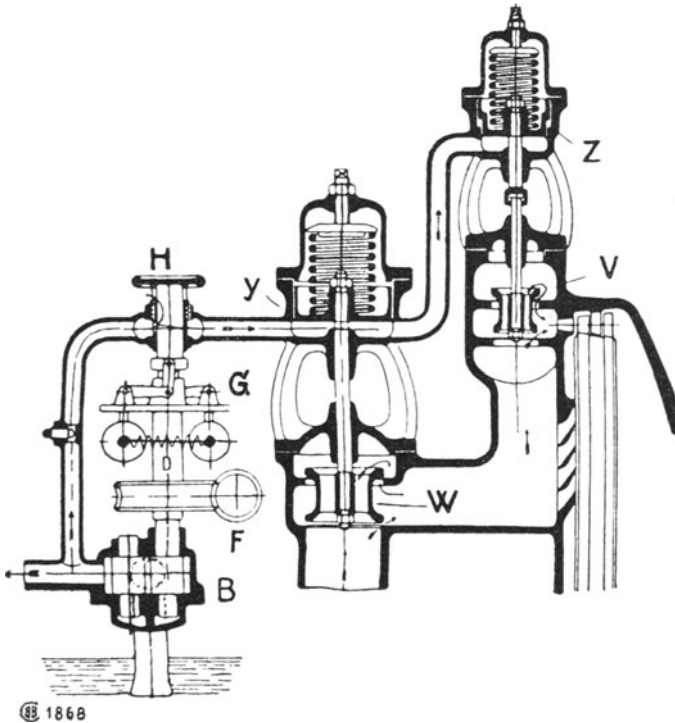


Fig. 98. Schema der gestängellosen Ölsteuerung von Brown, Boveri & Co.¹⁾

atisch schließt und die weitere Dampfzufuhr zur Turbine aufhört. Die Auslösung des Sicherheitsreglers wird durch einen auf der Turbinenwelle sitzenden Schwungrad bewirkt (Fig. 101). Derselbe ist so hergestellt, daß sein

¹⁾ Die Ölsteuerung wird seit mehreren Jahren ausschließlich verwendet, ist sehr betriebssicher und hat gleichfalls den Vorzug, daß beim Verschwinden des Öldruckes in der Zentralschmierung (bei einem etwaigen Versagen der Ölpumpe) die Turbine durch Schließen des Dampfregulierventiles W selbsttätig abgestellt wird. Beschreibung: Die Turbinenwelle F treibt mittels Schnecke und Schneckenrad die Steuerwelle D mit dem Regulator G, sowie die Zahnrädelpumpe B an. Letztere fördert sowohl das Drucköl für die Turbinenlager als auch für die Steuerung gemeinsam. In die Druckleitung zur Ölsteuerung ist ein Handregulierventil eingebaut, durch welches dem Steuerungssystem fortwährend eine bestimmte Ölmenge zufließt. Eine einfache Ölleitung führt von dem Ringraum, der sich

Schwerpunkt außerhalb seines Mittelpunktes liegt, durch eine Feder wird er aber während der normalen Umdrehungszahl der Turbine im Gleichgewicht gehalten. Steigt die Umdrehungszahl zu hoch an, so vermag die Federkraft den Schwungrad nicht mehr im Gleichgewicht zu halten, derselbe schlägt infolge der Zentrifugalkraft einseitig aus, drängt hierbei einen Hebel zurück, wobei durch das Gestänge in Fig. 102 die Arretiervorrichtung für das Dampfeinlaßventil ausgelöst wird, so daß sich letzteres augenblicklich schließt. Durch Handgriffe an dem Gestänge und einen Druckknopf auf dem Hebel über dem Schwungrad kann der Sicherheitsregler auch von Hand auf seine

zwischen dem Regulator und der Regulierbüchse H befindet, unter die federbelasteten Kraftkolben Y und Z des Dampfregulierventiles W und des Düsenventiles V. Die Regulierbüchse H besitzt einen Dabflußschlußschlit, dessen freier Querschnitt vom Regulator verändert wird. Ist der Querschnitt ganz frei, was bei wenig belasteter Turbine der Fall ist, so strömt das Öl aus der Druckleitung heraus, die Kolben Y und Z, die mit den Ventilen W und Z verbunden sind, werden alsdann wenig gehoben, die Ventile W und Z wenig geöffnet und die Turbine erhält somit wenig Dampf. Ist hingegen jener Querschnitt ganz geschlossen, was bei stark belasteter Turbine der Fall ist, so bleibt das Öl in der Druckleitung unter hohem Druck, die Kolben Y und Z und die Ventile W und V werden hoch angehoben und die Turbine erhält somit viel Dampf. Das ablaufende Öl ergießt sich über den Regulator, der in einer (nicht gezeichneten) Kapsel läuft, von der aus es wieder in stetem Kreislauf der Ölpumpe zuläuft. Der Frischdampf strömt zunächst durch das Regulierventil W hindurch in einen Kanal mit den Düsen, die sich vor dem Aktionsrad der Turbine befinden. Die Düsen sind immer zu mehreren Gruppen (Düsenfäßen) zusammengefaßt. Jeder Düsenfaß hat ein Absperrventil (Düsenventil), so daß je nach der Belastung der Turbine mehr oder weniger Düsenfäße zu- oder abgeschaltet werden können. Bis auf das letzte Düsenventil, welches bei starker Überlastung der Turbine von Hand öffenbar ist, werden diese Düsenventile automatisch durch die Ölsteuerung geschlossen und geöffnet. In der obigen Figur ist der Einfachheit halber nur das Düsenventil V angegeben; doch sind die übrigen Düsenventile in gleicher Weise mit federbelasteten Kraftkolben in die Ölsteuerung eingebaut. Sie unterscheiden sich untereinander nur insofern, als ihre Federkraft in der Reihenfolge, in welcher sie eingebaut, zunimmt. Die Folge ist, daß bei mäßigem Öldruck (also bei geringer Turbinenbelastung) nur das erste Düsenventil für den Dampf durchlaß geöffnet wird; nimmt die Belastung der Turbine zu, so verengt der Regulator, wie wir oben sahen, den Abflußquerschnitt aus der Ölleitung, der Druck des Öles wird hierdurch gesteigert, und es erfolgt alsdann notwendigerweise das Öffnen der nächsten Düsenventile mit stärkerer Federbelastung. Die Kolben der Düsenventile sind als Differentialkolben ausgebildet, damit die Ventile bei Belastungsänderungen entweder ganz geöffnet oder ganz geschlossen sind; dies ist erforderlich, um in den Düsenfäßen keinen gedrosselten, sondern nur Dampf von voller Kesselspannung zu erhalten. Zur Erhöhung der Empfindlichkeit der Steuerung wird das Dampfregulierventil W in einer fortwährenden pulsierenden Bewegung gehalten, die durch die schräg abgechnittene Regulierkante der Regulatormuffe unter der Regulierbüchse H erzeugt wird, indem hierbei bei jeder Umdrehung des Regulators der Dabflußquerschnitt bei H verengt und erweitert wird und ein Steigen und Fallen des Öldruckes entsteht, was sich auf den Kolben Y und das Ventil W überträgt. Die Regulatormuffe übt demnach durch ihre Bewegung in senkrechter Richtung (infolge der Regulatorgewichte) und ferner durch ihre Umdrehung und der schräg abgechnittenen Regulierkante bei H eine pulsierende Nebenwirkung aus.

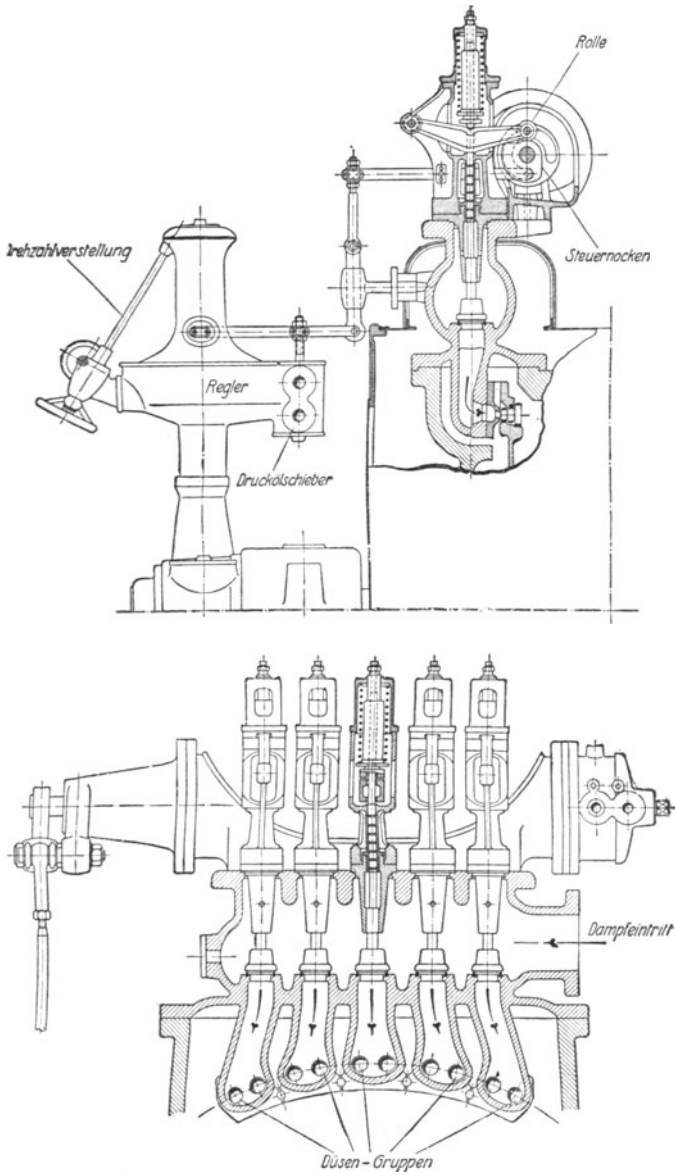


Fig. 99 u. 100. Steuerung und Anordnung der Düsenventile an einer Dampfturbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin.

Wirksamkeit untersucht werden, was bei jedem Anlassen oder bei Dauerbetrieb mindestens wöchentlich einmal zu geschehen hat. Bei der Wichtigkeit, welche dem Sicherheitsregler zukommt, ist auf dessen Kontrolle unbedingt großer Wert zu legen. Auch ist hierbei öfter nachzusehen, ob der Schwungring noch gangbar und nicht etwa durch dickgewordenes Öl unverschiebbar geworden ist, da er beim Auslösen des Sicherheitsreglers von Hand nicht mit in Bewegung gesetzt wird. Untenstehende Fig. 101 zeigt den Schwungring, der bei kleinen Turbinen durch ein Schwungringgewicht ersetzt wird, sowie das Einlaßventil mit der Arretiervorrichtung.

Zur Verhütung des Eindringens von festen, etwa vom Dampfe fortgerissenen Bestandteilen in die Turbine, ist dicht vor dem Haupteinströmungsventil ein Sieb in die Dampfzuleitung eingebaut.

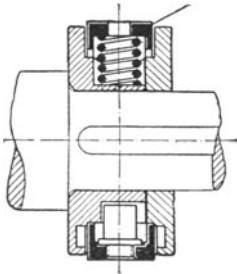


Fig. 101. Schwungring zur Auslösung der Selbstschlußvorrichtung.

Turbine stattfinden muß, ist die Dampfzufuhr durch Öffnen einer für diese Zwecke vorgesehenen Zusatzdüsen zu vermehren. Dies kann erforderlich werden, wenn die Dampfüberhitzer abgestellt worden sind oder die Kondensation versagt und infolgedessen mit Sattdampf oder mit Auspuff gearbeitet werden muß. Bei großen Turbinen ist eine Einrichtung zum Arbeiten mit Auspuff an Stelle mit Kondensation nicht vorgesehen, da in derartigen Betrieben Reserveturbinen vorhanden sind und die Kesselanlage die erforderliche große Dampfmenge wohl kaum liefern könnte.

Abnutzung der Schaufeln. Die vielfach vor Einführung der Dampfturbinen gehegte Befürchtung, die hohe Dampfgeschwindigkeit würde eine schnelle Abnutzung der Schaufeln bewirken, hat sich nach jahrelangen Erfahrungen nicht bestätigt. In den Ausnahmefällen, in denen eine Abnutzung der Schaufeln eingetreten war, handelte es sich um deren Zerstörung durch den hohen Chlorgehalt des Kesselspeisewassers, wie er bei undichten Kondensatoren infolge des Eindringens des salzhaltigen Seewassers in Schiffs-

Überlastung der Turbine. Die höchste Belastung einer Turbine hängt von der Leistungsfähigkeit der elektrischen Dynamomaschine (Generator) ab; obgleich die Turbine auch über diese Grenze hinaus eine Überlastung verträgt, empfiehlt es sich eine Überlastung zu vermeiden, da die Kupferwindungen und Isolierungen der Dynamomaschinen für deren Höchstleistung berechnet und gebaut sind und bei einer übermäßigen Beanspruchung zu heiß werden und schwere Schädigungen erfahren können. Für den Fall, daß zeitweilig eine Überlastung der

kessel beobachtet wurde, oder um ein Abschleifen der Schaufeln durch unreinen Dampf aus hartem, schmutzigem Kesselspeisewasser. Durch genaue

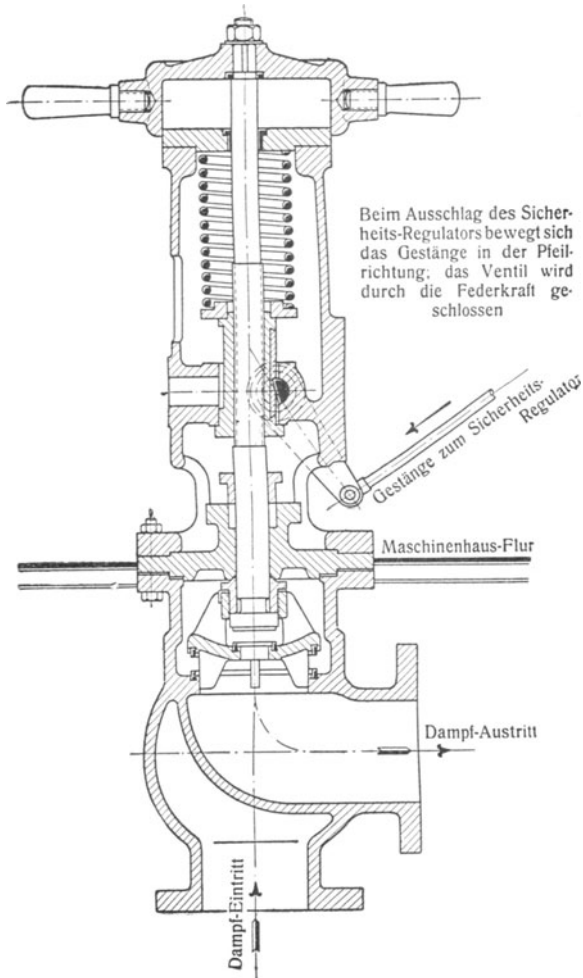


Fig. 102. Selbstschlußvorrichtung der A.C.G.-Turbine.

Kesselfontrolle und die Verwendung reinen Kesselspeisewassers können derartige Schäden wirksam verhindert werden.

Bei Kolbendampfmaschinen treten die nachteiligen Wirkungen des unreinen Dampfes weniger ein, da das Öl im Zylinder einen Schutz

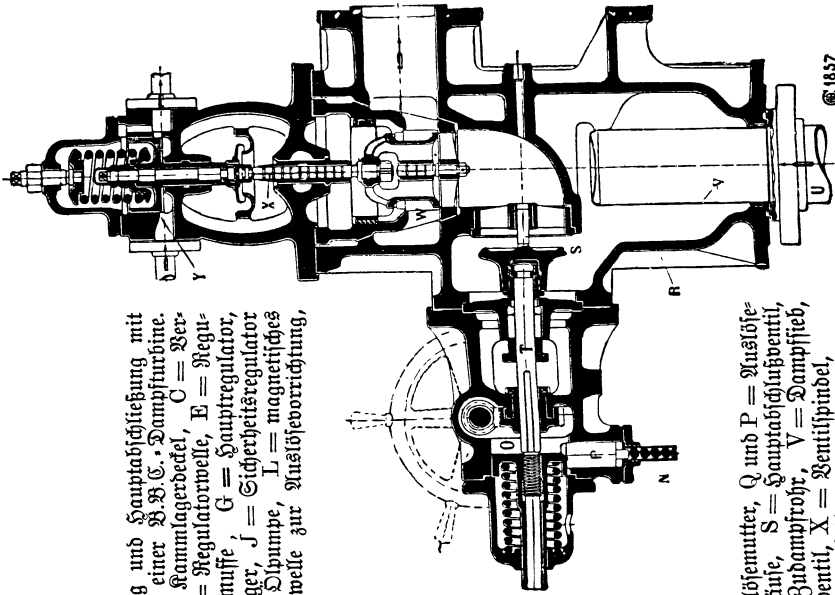
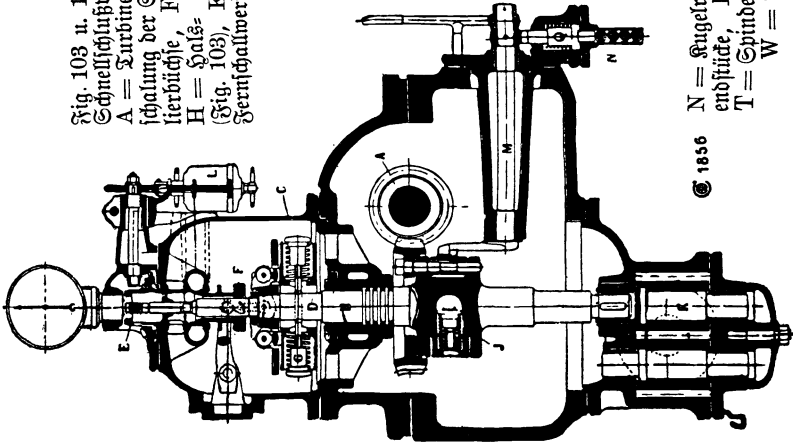


Fig. 103 u. 104. Steuerung und Hauptabschließung mit Schnellluftvorrichtung an einer B. S. G.-Dampfturbine. A = Turbinenwelle, B = Kammlagerdeckel, C = Ver-
schaltung der Steuerung, D = Regulatorwelle, E = Regu-
lierbüchse, F = Regulatornuffe, G = Hauptregulator,
H = Hals- und Kammlager, J = Sicherheitsregulator
(Fig. 103), K = Zahnrad, L = magnetisches
Fernschaltwerk, M = Drehschelle zur Auslösevorrichtung,



N = Ringetrohr, O = Auslösemutter, Q und P = Auslöse-
endstücke, R = Ventiltaste, S = Hauptabschlußventil,
T = Spindel zu S, U = Zudampfrohr, V = Dampftrieb,
W = Dampfregulierventil, X = Ventilstempel,
Y = Druckföhlven.

© 1856

© 1857

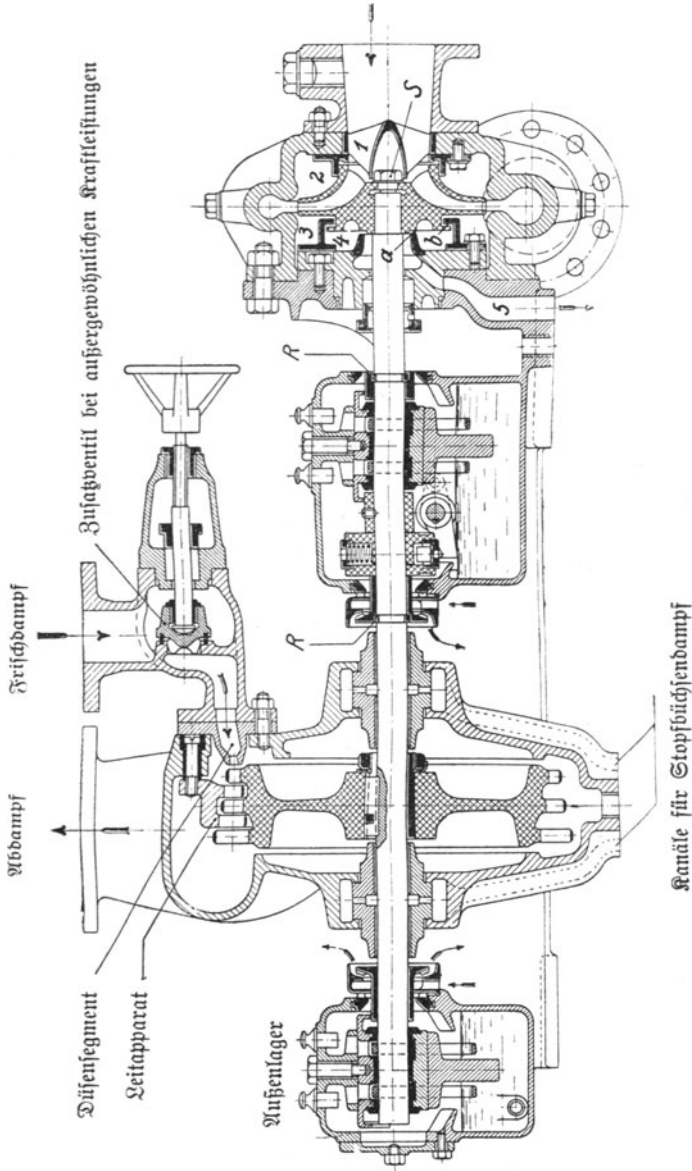


Fig. 105. Längsschnitt durch die Turbinenpumpen. Die Wellenlager gegenüber den Stopfbüchsen der Turbinen haben Ventilationsringe R, um zu verhindern, daß der aus Stopfbüchsen austretende Dampf in die Kammer der Lager gelangen kann. 4 = Entlastungskammer zur Aufhebung der axialen Verschiebung der Welle nach der Turbine zu.

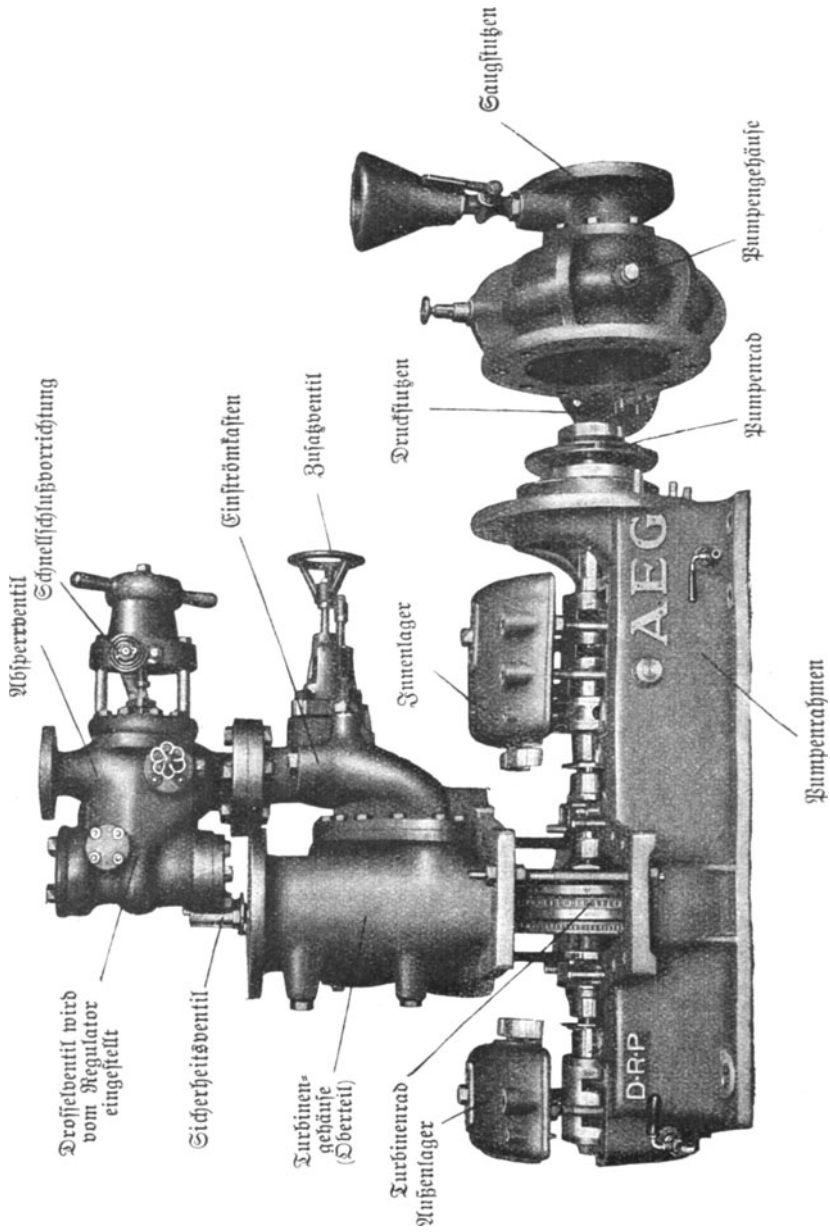


Fig. 106. Turbopumpenpumpe der A. E. G. Berlin.

gegen die schleifende Wirkung der Unreinigkeiten des Dampfes bietet. Bei Dampfanlagen mit Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen ist es durchaus geboten, die Kessel für die Turbinen von den anderen gesondert zu betreiben und ihnen ausschließlich das im Kondensator der Dampfturbine gewonnenen Kondensat, welches völlig ölfrei ist und auch keine sonstigen Verunreinigungen enthält, zuzuführen. Dann steht auch für die Turbine einwandfreier Dampf zur Verfügung.

15. Die Oberflächenkondensation.

Das Anwendungsgebiet derselben. Die Oberflächenkondensation wird durchgehends bei Schiffsanlagen, bei Dampfturbinen über 200 bis 300 PS, sowie bei großen Kolbendampfmaschinen angewendet. Bei derselben wird der aus der Dampfmaschine oder Dampfturbine austretende Abdampf, der eine Temperatur von etwa 105° Celsius besitzt, durch das Kühlwasser, das nach den jeweiligen Verhältnissen eine Temperatur bis zu etwa 20° C hat, zu Wasser, dem Kondensat, verdichtet (kondensiert), wobei, wie bei der Einspritzkondensation, in dem gesamten Abdampfraum eine Luftleere (Vakuum) entsteht. Das Wesentliche und Vorteilhafte der Oberflächenkondensation ist, daß hierbei das Kühlwasser nicht in den Dampf gelangt und Kühlwasser und Kondensat getrennt voneinander abfließen. Da letzteres sehr reines Wasser ist, und bei den Dampfturbinen auch kein Öl enthält, wird es selbstverständlich wieder in den Dampfkessel gespeist. Das Kesselwasser bedarf dann nur noch insoweit eines Zusatzes von Frischwasser, als dies durch die unermüdlichen Dampfverluste in den Stopfbüchsen, den Kondensstöpfen, Ausblasehähnen, Wasserabscheidern usw. erforderlich ist. Ein weiterer Vorzug der Oberflächenkondensation ist, daß bei ihr das höchstmögliche Vakuum erreichbar ist und somit die Wirtschaftlichkeit der Dampfanlage günstig wird.

Bei den Dampfturbinen ist großer Wert auf ein hohes Vakuum im Kondensator zu legen, da sie die Druckgefälle noch besser ausnützen als die Kolbendampfmaschinen, denn bei ihnen bildet die geringe Kondensatorspannung den stets gleichbleibenden Gegendruck, während bei den Dampfmaschinen die Kondensatorspannung nur während der Ausströmungsperiode den Gegendruck bildet und letzterer bei der darauf folgenden Kompressionsperiode und bei der Voreinstromung wieder ansteigt. Der Maschinist muß daher das Vakuummeter, die Temperatur des Abdampfes und des Kühlwassers bei dessen Eintritt und Austritt besonders gut beobachten.

In nachstehendem ist eine Oberflächenkondensationsanlage der von der Firma Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft (A.E.G.) Berlin ausgeführten Bauart beschrieben. Dieselbe besteht, wie aus der schematischen Darstellung Fig. 107 ersichtlich ist, aus dem Kondensator, das ist ein von vielen engen Rohren durchzogener Kessel, und drei Pumpen, der Kühlwasser-, der Kondensat- und der Luftpumpe, die sämtlich Zentrifugalpumpen sind (siehe Abschnitt über Zentrifugalpumpen in der Heizerschule).

Der **Kondensator** enthält an seinen Stirnböden, die mittels Schrauben befestigt und daher für die Abdichtung oder Erneuerung der Kühlrohre in den Rohrwänden abnehmbar sind, sowie an seinem Mantel die nötigen Stutzen zum Anschließen der Rohrleitungen für die Pumpen und mehrere abnehmbare Deckel auf Schaulöchern zum zeitweiligen Nachsehen und Reinigen der Kühlrohre, falls letztere durch schlammhaltiges Wasser ver-

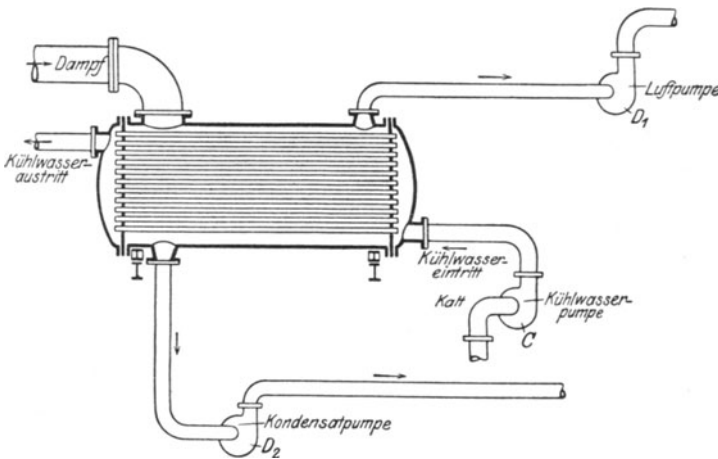


Fig. 107. Schematische Darstellung der Oberflächenkondensation.

schmutzt worden sind. Bei der Untersuchung des Kondensators ist insbesondere auf etwaige Beschädigungen der Kühlrohre durch Anfrassungen zu achten, die namentlich bei ungeeignetem, chlorhaltigem Kühlwasser eintreten können, obgleich neuerdings die Kühlrohre aus widerstandsfähigen Legierungen hergestellt werden, die auch unter schwierigen Verhältnissen eine große Dauerhaftigkeit der Rohre gewährleisten. Undichtigkeiten an den Kühlrohren bewirken das Eindringen des Kühlwassers in den Vakuumraum und sind während des Betriebes an der vermehrten, von der Kondensatpumpe beförderten Wassermenge sowie an dessen fallen-

den Temperatur zu erkennen. Die Kühlrohre werden der ungehinderten Ausdehnung halber zumeist nicht eingewalzt, sondern mittels Gummidichtung, Baumwollzöpfen oder ähnlichem abgedichtet.

Das Kühlwasser wird mittels der **Kühlwasserpumpe C** durch die Rohre des Kondensators gepumpt, während letztere auf der Außenseite vom Abdampf der Dampfmaschine umspült werden. Das Kühlwasser bewirkt infolge der dünnen Kondensatorrohre eine sehr intensive Abkühlung des Kondensators, so daß der darin befindliche Abdampf sofort zu Wasser verdichtet (kondensiert) wird. In die Rohrleitung zwischen der Kühlwasserpumpe und dem Kondensator ist ein Absperrschieber eingebaut, der auch zum Regulieren der Kühlwassermenge dient, falls die Veränderung der Umdrehungszahl nicht möglich ist. Das niedergeschlagene Wasser (das Kondensat) sammelt sich im unteren Teile des Kondensators an und wird von der **Kondensatpumpe D₂** abgeleitet. Bei den Dampfturbinen kann es sofort in den Kessel gespeist werden, da es in diesem Falle völlig ölfrei ist. Enthält es Öl, wie dies bei Kolbendampfmaschinen der erforderlichen Zylinderschmierung halber unvermeidbar ist, so muß es erst durch einen Entölungsapparat laufen, da, wie bereits bei der Besprechung des Kesselspeisewassers in der Heizerschule gesagt ist, ölhaltiges Speisewasser für den Kesselbetrieb gefährlich ist. Zur Kontrolle über die Arbeitsweise der Kondensatpumpe wird am Kondensator ein Wasserstandszeiger angebracht, aus welchem ersichtlich ist, wie hoch das Kondensatwasser in demselben steht.

Die **Luftpumpe D₁** hat die Aufgabe, die Luft aus dem Kondensator abzusaugen. Diese Luft, die entfernt werden muß, um ein ordentliches Vakuum zu erhalten, rührt vom Speisewasser her und tritt auch an undichten Rohrleitungen und sonstigen Dichtungsstellen unbemerkt ein. Gleichzeitig saugt die Luftpumpe den im Kondensator verbliebenen nicht völlig kondensierten Dampf und Wasserdunst mit ab.

Da im Kondensator eine Temperatur von etwa 40° C herrscht, so befindet sich auch ein dieser Temperatur entsprechender Wasserdunst darin, der immer noch einen Druck ausübt. Letzterer würde, wenn die Luftpumpe nicht vorhanden wäre, rund 55 mm Quecksilbersäule = 0,07 Atm. betragen und wird durch das Arbeiten der Luftpumpe wesentlich verringert. Die Luftpumpe wird in verschiedenen Bauarten ausgeführt. Fig. 108 und 109 zeigen eine geöffnete Schleudervasserluftpumpe in der Ausführung der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft Berlin. Dieselbe arbeitet in der Weise, daß ein kleines voll beaufschlagtes Laufrad das Wasser in einzelnen Strahlen in einen feststehenden Leitring schleudert (Schleuder-

wasser, daher auch der Name Schleuderluftpumpe), in welchem das Wasser in Tropfen zerteilt wird, zwischen denen die abzusaugende Luft eingeschlossen ist. Die Wassertropfen wirken wie Kolben und treiben die eingeschlossene Luft nach außen bis auf den äußeren Umfang des Leitrades, wobei die anfänglich stark verdünnte Luft von Kondensatorspannung allmählich bis auf den äußeren Luftdruck verdichtet wird. Das hohe Vakuum, welches durch die Oberflächenkondensationen erreicht wird, ist in hauptsächlichster Beziehung der Entfernung der Luft und des Wasserdampfes aus dem Kondensator durch die Luftpumpe zuzuschreiben, auf deren ordentliches Arbeiten daher großer Wert zu legen ist.

Das Schleuderwasser muß sehr rein sein, damit die Kanäle des Leitrades nicht etwa durch Schmutz verstopft werden können, und fließt zur

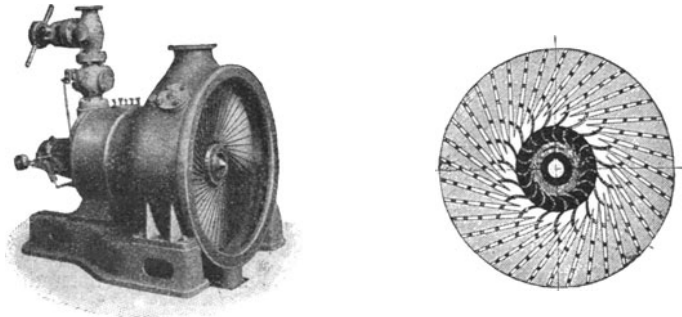


Fig. 108 und 109. Luftpumpe am Oberflächenkondensator der A.E.G. Berlin arbeitet mit Schleuderwasser.

Fernhaltung von Unreinigkeiten zunächst durch ein Sieb, bevor es in die Pumpe eintritt. Ein Verstopfen der Kanäle wird ferner dadurch unmöglich gemacht, daß das Schleuderwasser in einem steten Kreislauf nach einem kleinen Sammelbehälter fließt, aus welchem es von der Schleuderluftpumpe wieder herausgesaugt wird. Da sich das Schleuderwasser beim Durchgang durch die Pumpe erwärmt, bedarf es eines kleinen Oberflächenkühlers, durch welchen es beim Ansaugen hindurchfließt. Das Schleuderwasser erhält eine Vermehrung durch das Niederschlagen des von der Luftpumpe aus dem Kondensator herausgesaugten Dampfes, so daß der Wasserstand in dem kleinen Sammelbehälter steigt. Hierbei wird durch einen Schwimmer ein kleines nach der Kondensatorpumpe führendes Saugrohr geöffnet, der Wasserzuwachs von der Kondensatorpumpe stetig abgesaugt und der Wasserstand in dem Behälter auf gleichmäßiger Höhe gehalten.

Beim Aufstellen der Kondensationsanlage sind die Saugleitungen

der Kühlwasser- und der Luftpumpe zunächst mit Wasser zu füllen. Der Füllhahn an letzterer ist hierbei erst zu schließen, nachdem im Kondensator das richtige Vakuum vorhanden oder dasselbe mindestens eben so groß ist wie der Unterdruck am Schleudervassereinlauf.

Nebenstehende Fig. 110 und 111 zeigen eine Oberflächenkondensation in praktischer Ausführung. C ist die Kühlwasserpumpe, D_1 und D_2 die Schleuderluft- und die Kondensatpumpe. Die Pumpen haben eine gemeinsame Welle und sind auf einer gemeinsamen Fundamentplatte befestigt.

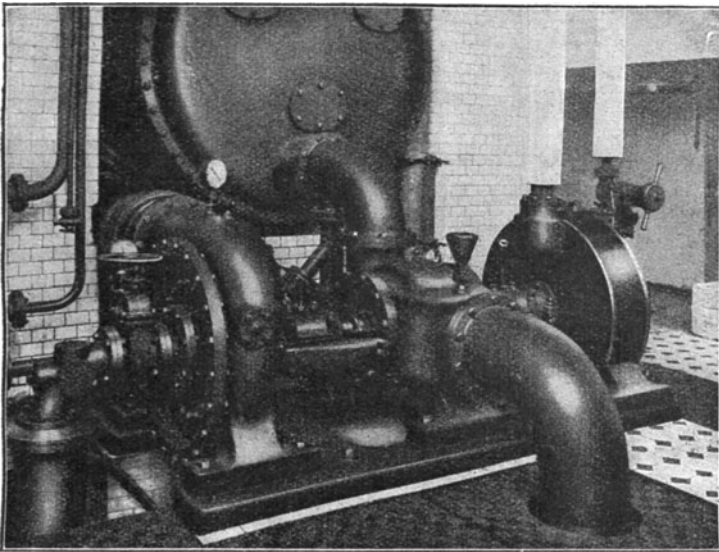


Fig. 110. Ansicht eines Oberflächenkondensators mit Turbinenantrieb.
Bauart der A. G. Berlin. Zu vergl. Fig. 107 bis 109 und 111.

Die Schleuderluft- und die Kondensatpumpe sind in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht. Rechts befindet sich für den Antrieb der Pumpen die kleine Dampfturbine A, deren Abdampfleitung ebenfalls in den Kondensator mündet. An Stelle der Dampfturbine A kann auch ein Elektromotor zum Antrieb der Pumpen verwendet werden, doch wird erstere vielfach vorgezogen, da sie unmittelbar vom Dampfkessel aus, also unabhängiger als ein Elektromotor, betrieben werden kann. Die Dampfturbine wird in der üblichen Weise mit einer Regelvorrichtung für ihre Umlaufzahl und mit einem Sicherheitsregulator ausgerüstet, der bei einer etwaigen unvorhergesehenen Überschreitung ihrer zulässigen größeren Umlaufzahl

das Dampfzuführungsventil selbsttätig schließt und die Turbine samt den Pumpen abstellt.

Betriebsvorschriften für die Oberflächkondensationsanlagen. Die

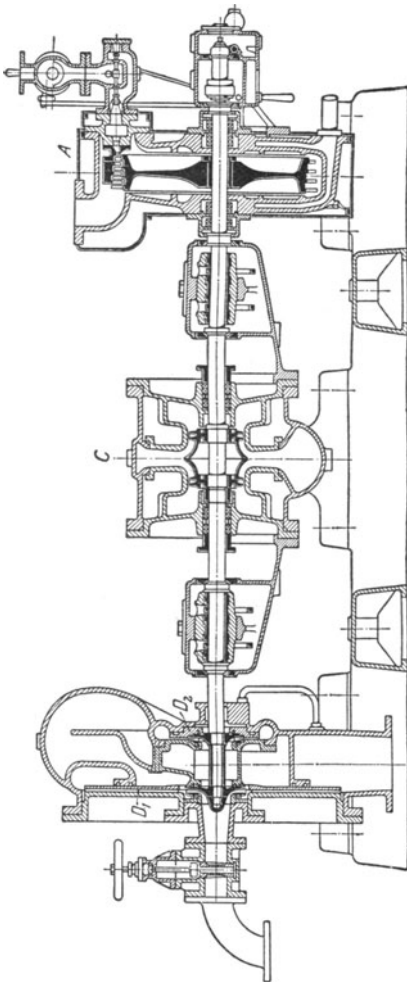


Fig. 111. Schnitt durch die Pumpen eines Oberflächkondensators mit Turbinenantrieb. Bauart der A. G. Berlin.

Welle ist an den Stellen, wo sie durch die Pumpengehäuse hindurchtritt, mit Stopfbüchsen abgedichtet. Als Dichtungsmaterial sind hierbei weiche, in Talg und Öl getränkte Baumwollzöpfe zu verwenden; die Stopfbüchsen sollen stets etwas Wasser durchlassen, damit ein zu festes Anziehen der Packungen und eine Abnutzung der Welle vermieden werden. Da es sich nicht ganz vermeiden läßt, daß etwas Wasser in die Lager dringt, ist das in deren Ölkammern sich ansammelnde Wasser täglich abzulassen. Im übrigen sind die Ölkammern der Lagerstellen regelmäßig — etwa monatlich — zu reinigen und mit frischem Öl zu füllen.

Zur Erzielung eines hohen Vakuums ist auf das Dichthalten der Vakuum- und Saugleitungen sowie der Dichtungsstellen an den Pumpen sorgfältig zu achten. Das Abdampfrohr

der Hauptturbine oder der Kolbendampfmaschine erhält, um eine ungehinderte Ausdehnung desselben zu ermöglichen, mitunter vor dem Eintritt in den Kondensator eine Stopfbüchse mit Wasserabschluß, wobei darauf zu sehen ist, daß letzterer stets Wasser enthält.

Damit der Kondensator stets mit Wasser gefüllt bleibt und die Kondensationsanlage rasch in Gang gesetzt werden kann, sind während der Betriebsstillstände die Absperrschieber in den Saugleitungen für das Kühl- und das Schleudervasser geschlossen zu halten, da die Fußventile in den Saugkörben nicht immer dicht schließen. Auch der in der Druckleitung der Kondensatpumpe eingebaute Absperrschieber ist, falls ein solcher vorhanden, beim Abstellen der Kondensation zu schließen, damit nicht etwa Wasser rückwärts in den Vakuumraum des Kondensators eindringen kann.

Der Wasserstand an der Kondensatpumpe, der Unterdruckmesser am Schleudervassereinlauf, die Thermometer zum Messen der Temperaturen des Kühlwassers, des Kondensates und der Lagerstellen sowie die Umdrehungszahlen der Pumpen sind stündlich zu kontrollieren. Die Lagertemperaturen können 70–80° C betragen. Sinkt das Vakuum, so dringt bei der **Hauptturbine** entweder Luft durch die Stopfbüchsen und es muß mehr Stopfbüchsendampf angestellt werden. Auch ist zu kontrollieren, ob genügend Wasser im Schleudervasserbassin vorhanden ist und ob die Luftpumpe ordentlich arbeitet.

Beim Anhalten der Kondensationsanlage ist zunächst der Regulierschieber am Schleudervassereinlauf völlig zu schließen und erst dann die Turbine A abzustellen. Ist nach dem Anlassen am Abdampfstutzen der Hauptturbine das erreichbare Vakuum erzielt, so ist jener Regulierschieber so weit zu drosseln, bis der Zeiger am Vakuummeter anfängt zurückzugehen. Dann ist er wieder um 1–2 Umdrehungen an seinem Handrade zu öffnen.

Die Turbine A ist beim Anlassen langsam in Betrieb zu setzen und hierbei auf sorgfältige Entwässerung ihres Gehäuses und der Dampfleitungen durch Öffnen der Abwässerhähne zu achten.

16. Betriebsvorschriften der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft Berlin für Dampfturbinen mit direkt gekuppelter Dynamomaschine (Turbodynamos).

Außer den bereits bei der Beschreibung der Dampfturbine gegebenen Anweisungen über die Bedienung der Dampfturbinen ist noch im wesentlichen nachstehendes zu beachten.

I. Allgemeines.

Der Schnellschluß muß beim Anstellen probiert werden, bei Dauerbetrieb jede Woche mindestens einmal. Die Dynamomaschine ist mindestens

aller 4 Wochen zu reinigen; sind Luftfilter eingebaut, so erfolgt die Reinigung nach Bedarf, etwa halbjährlich. Hierbei sind die Dynamoschilder abzunehmen, die Gehäufwicklung und die Ventilationskanäle des Induktors, die Isolation der Schleifringe und der Bürstenträger mittels der mitgelieferten besonderen Bürsten zu reinigen bzw. auszublasen. Die Federn der Bürstenhalter sind entsprechend der allmählichen Abnutzung der Bürsten nachzuspannen. Raue Stellen auf den Schleifringen sind durch Abschmirgeln zu beseitigen. Der Ölbehälter mit dem Ölsieb sind gut in Ordnung zu halten; das sich ansammelnde Wasser ist täglich, nach Bedarf auch öfter abzulassen.

Das Tachometer, das ist das Instrument zum Anzeigen der Umdrehungszahl, darf nur mit leichtflüssigem Knochenöl geschmiert werden. Das Eindringen dickflüssigen Öles macht das Instrument unbeweglicher und unempfindlicher.

Die automatische Düsenregulierung ist wöchentlich einigemal über den ganzen Hub auf- und abzubewegen, damit sich die Ventile, welche mitunter längere Zeit still stehen, nicht festsetzen können.

II. Vor der Inbetriebnahme.

Ein Anwärmen der Dampfturbine im Stillstand, wie dies bei den Kolbendampfmaschinen stattfindet, unterbleibt, da sich hierbei gefährliche Wasseransammlungen in der Turbine bilden können. Auf die Vermeidung von Wasserschlägen ist die größte Sorgfalt zu verwenden. Es ist nachzusehen, ob im Ölbehälter genug Öl vorhanden ist. Die Kühlwasserleitung zum Ölkühler ist erst anzustellen, nachdem die Eintrittstemperatur in die Lager 45°C beträgt. Nach Abheben des Schaulochdeckels am Regulator ist nachzusehen, ob der Hebel des Schnellchlusses richtig eingeklinkt ist. Sämtliche Entwässerungshähne an der Turbine, am Dampfsieb, am Wasserabscheider und an den Kondensstöpfen usw. sind aufzudrehen. Etwaige Verschlussklappen oder -türen an den Frisch- und Abluftkanälen der Dynamo sind zu öffnen.

III. Beim Anlaufen.

Die Hilfsölpumpe ist schon vor der Inbetriebsetzung der Turbine in Gang zu setzen und muß solange laufen, bis aus allen Lagern ein starker Ölstrom zurückfließt. Sie darf erst stillgesetzt werden, wenn die Hauptölpumpe genügend Öl schafft.

Das Hauptdampfventil ist **ganz langsam** zu öffnen, bis die Turbine anspringt. Dann ist das Ventil soweit zu schließen, daß die Turbine bei

jehr kleiner Umdrehungszahl mindestens 10 Minuten lang durchwärmt wird. Innerhalb der **nächsten** 15 Minuten ist die Turbine auf die volle Umdrehungszahl zu bringen. Das Einlaßventil ist allmählich ganz zu öffnen, dann um eine halbe Spindelumdrehung zurückzudrehen. Beim Anfahren ist darauf zu achten, daß der Öldruck genügend hoch gehalten wird, damit die mit dem Drucköl betriebene Steuerung sämtliche Ventile öffnet.

Der Stopfbüchsendampf wird erst angestellt, nachdem die Turbine läuft, und zwar ist beim Anfahren für beide Stopfbüchsen Frischdampf zu geben. Letzterer ist wieder abzustellen, sobald das Mitteldruckmanometer der Turbine Überdruck anzeigt und aus der vorderen Stopfbüchse genügend Dampf austritt. Die hintere Stopfbüchse bekommt dann ihren Dampf von der anderen Stopfbüchse.

Bei automatischer Stopfbüchsenregulierung wird der Stopfbüchsendampf selbsttätig eingestellt; doch ist die automatische Vorrichtung öfter auf gutes Arbeiten zu kontrollieren. Die Entwässerungshähne am Turbinengehäuse, Dampfsieb usw. sind ungefähr $\frac{1}{2}$ Stunde nach der Belastung der Turbine zu schließen.

Die Schleifringe der Dynamomaschine sind beim jedesmaligen Anfahren leicht mit feinem Schmirgelleinen zu überschleifen.

IV. Im Betrieb.

Der Stopfbüchsendampf ist so zu regulieren, daß den Stopfbüchsen nur ein ganz leichter Dampfhauch entströmt. Der Ölbehälter muß genügend gefüllt sein. Die Kühlwassermenge für die Ölkühlung ist so zu regulieren, daß das Öl mit einer Temperatur von 45 bis 55° C in die Lager eintritt.

Beim Versagen der Kondensation schaltet das automatische Auspuffventil die Turbine auf Auspuff. **Es ist dann der Hilfsauspuff** zu öffnen und der Absperrschieber zum Kondensator zu öffnen.

V. Das Anhalten.

Die Dynamomaschine ist zuerst von den Sammelschienen abzuschalten. (Über die Behandlung der elektrischen Einrichtung bestehen besondere Vorschriften.) Das Hauptventil ist alsdann zu schließen und hierauf die Kondensation stillzusetzen. Die Turbine ist in warmem Zustande sauber abzuwischen. Die Schleifringe und Bürsten der Dynamomaschine müssen, sofern sie stark mit Öl oder Staub verschmutzt sind, beim jedesmaligen Abstellen mit einem benzinetränkten Lappen gründlich gereinigt werden.

Bei mehrstündigem Stillstand ist das Belüftungsventil auf dem Ge-

häufe zu öffnen. Die hierdurch entstehende Luftzirkulation im Turbinengehaufe trocknet dasselbe aus und verhindert das Ansetzen von Rost durch zurückbleibende Feuchtigkeit. Ferner ist außer dem Schnellschlußventil das am Wasserabscheider sitzende Absperrventil zu schließen und die Dampfleitung zwischen den Ventilen unter Vermeidung eines Kondensstopfes dauernd zu entwässern, damit etwaiger Sickerdampf nicht in die Turbine strömt. Sickerdampf darf nicht in die Turbine treten, damit sie nicht rostet.

17. Die Ruckfuhlung des Kondensationswassers.

Die Kaminkühler. Wie bei der Besprechung der Kondensationsanlagen gezeigt wurde, erfolgt das Kondensieren des Abdampfes im Kondensator durch das Kühlwasser, das eine möglichst tiefe Temperatur haben soll. Da bei großen Dampfanlagen sehr beträchtliche Kühlwassermengen erforderlich sind und deren Beschaffung aus Brunnen, Teichen usw. in den wenigsten Fällen möglich ist, werden in solchen Fällen sogenannte Ruckfuhlanlagen verwendet. Dieselben haben den Zweck, dem Kühlwasser nach dem Verlassen des Kondensators, wobei es eine Temperatur von etwa 38 bis 45° C erreicht hat, die ihm beim Kondensieren des Abdampfes zugeführte Wärmemenge wieder zu entziehen, so daß es im Kondensator im steten Kreislauf verwendet werden kann. Frischwasser ist dann nur insoweit nötig, als in den Kühlanlagen ein Teil des Kühlwassers verdunstet, welcher natürlich ersetzt werden muß. Die Menge des zuzusetzenden Frischwassers hängt auch von der Wirkung der Kühlanlagen ab; wird das Kühlwasser nicht genügend abgekühlt, so muß seine weitere Abkühlung durch das Frischwasser bewirkt werden.

Die gebräuchlichsten Kühler für Kondensationen sind die seit etwa 25 Jahren eingeführten Kaminkühler. (Fig. 112.) Dieselben sind entweder ganz aus Holz oder aus Mauerwerk mit einem hölzernen Dunschlot. Im unteren Teile des Kaminkuhlers befindet sich die Wasserrieselungsvorrichtung, die aus einer großen Anzahl übereinander liegender Rinnen mit Sprigtellern besteht. Das Wasser wird von einer Pumpe in die oberste Rinne befördert und fällt in Tropfen herunter in einen unter dem Kaminkühler befindlichen Sammelbehälter, wobei es durch den im Kaminkühler aufsteigenden Luftstrom gekühlt wird. Die Abkühlung des Wassers erfolgt zunächst dadurch, daß der Luftstrom bei seinem Eintritt in den Kühlturm kälter als das Wasser ist, sich an letzterem erwärmt und diesem dadurch Wärme entzieht. Der Hauptantrieb der Kühlwirkung entfällt jedoch auf die Verdunstung des Wassers, wobei sich der Luftstrom mit Wasserdampf

sättigt. (Daß beim Verdunsten von Flüssigkeiten letzteren Wärme entzogen wird, ist bei rasch verdunstenden Flüssigkeiten, z. B. bei Äther, Benzin, Spiritus sehr deutlich an dem Kältegefühl bemerkbar, wenn man die Hand damit benezt hatte.) Die Kühlfähigkeit der Luft ist ferner davon abhängig, in welchem Maße sie sich im jeweiligen Falle mit Wasserdampf zu sättigen vermag. Während die Luft bei 0° C in 1 kg (etwa $\frac{3}{4}$ Kubikmeter) nur 3,78 Gramm Wasser aufzunehmen vermag, beträgt dieser Wassergehalt bei 30° Celsius bereits 26,3 Gramm.

Hieraus ergibt sich, daß die Kühlwirkung um so größer ist, erstens je kälter und trockener die Luft bei ihrem Eintritt in den Kaminkühler und zweitens je höher ihre Temperatur und ihr Sättigungsgrad (Feuchtigkeitsgehalt) bei ihrem Austritt aus der Wasserrieselvorrichtung des Kaminkühlers ist. Die Kühlfähigkeit der Luft ist daher von der Witterung abhängig; ist sie am Anfang schon feucht, so nimmt sie ab. Zur Feststellung, inwieweit eine Wasserkühlung bei einer bestimmten Beschaffenheit der Luft möglich ist, dient das sogenannte feuchte Thermometer, das ist ein gewöhnliches Quecksilberthermometer, dessen Kugel mit Leinwand oder Gaze umwickelt ist und durch Beträufelung dauernd feucht gehalten wird. Setzt man dieses Thermometer einem Luftzuge aus (indem man es befächelt), so beginnt das Thermometer bald bis unter die Lufttemperatur zu sinken. Der erreichbare tiefste Punkt heißt die Kühlgrenze, unterhalb welcher die Kühlwassertemperatur im Kaminkühler theoretisch nicht sinken kann. (In der Praxis wird sie tatsächlich jedoch nicht erreicht.) Die Kaminkühler der Aktiengesellschaft Balcke, Bochum, bestanden anfänglich nur aus den äußeren Umfassungswandungen mit der Wasserrieselvorrichtung. Die Luft trat an dem gesamten Querschnitt der unteren Kaminöffnung ein, was jedoch

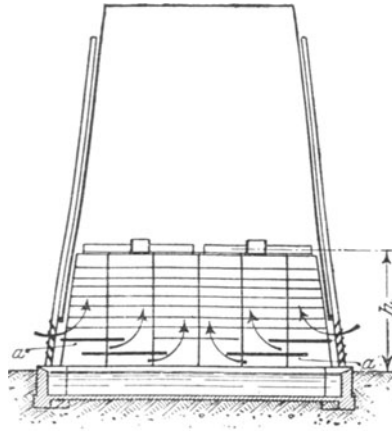


Fig. 112. Kaminkühler. Das zu kühlende Kondensationswasser von etwa 40° C wird durch eine besondere Pumpe in die Verteiltrüge des Kühlturmes gehoben, fällt in Regenförmig über den Rieselbau und wird in gekühltem Zustand in dem Behälter unterhalb des Turmes aufgefangen, von wo aus es wieder der Kondensation als Einspritzwasser zugeführt wird und hierbei einen Zusatz von Frischwasser erhält. Die Förderhöhe h soll zur Verminderung der Pumpenarbeit möglichst klein sein. a = Bretter, um die Luft auch in das Innere des Kühlturmes zu führen.

den Nachteil hatte, daß die größte Luftmenge gleich in der Nähe der Wandung in die Höhe stieg, während der Luftzug in der Mitte des Kühlers sehr schwach blieb. Infolgedessen war auch die Kühlung des Wassers in der Nähe der Kaminränder stark, im Innern aber gering. Bei einer neueren patentierten Ausführung erhalten die Kaminkühler dieser Firma unten eine Treppenrostzuführung, bei welcher die Luft auf der ganzen unteren Öffnung des Kühlers ohne vorherige Berührung mit dem ablaufenden gefühlten Wasser eintreten kann. Bei dieser Luftzuführung ergibt sich der Vorteil, daß der Sammelbehälter unterhalb des Kühlers sehr klein ausgeführt und ein etwa erforderlicher großer Behälter an eine passendere Stelle verlegt werden kann.

Die Wasserbeförderung in den Kaminkühler erfolgt durch eine besondere Pumpe, nicht durch die Kondensatorpumpe. Bei den Balkeschen Kaminkühlern ist durch die Anwendung einer besonderen Niefelvorrichtung die Förderhöhe der Pumpe beschränkt, so daß der Kraftverbrauch der letzteren sehr gering ist (sogenannter gefällverlustfreier Kaminkühler).

18. Die Zwischen- und Abdampfverwertung.

Unter der Zwischen- und Abdampfverwertung versteht man die Vereinigung des Kraftbetriebes mit dem Heizungsbetrieb. Sie ist anwendbar in industriellen Anlagen, wie Zuckerfabriken, Papier- und Zellstofffabriken, Brauereien usw., in denen außer für Kraftzerzeugung bedeutende Dampfmenngen für Heiz- und Kochzwecke gebraucht werden, und kann an Stelle der üblichen Beschaffung von Heizdampf durch Niederdruckkessel oder durch die Reduzierung von hochgespanntem Dampf in Reduzierventilen zu wesentlichen Ersparnissen führen, wie folgende Betrachtung zeigen möge.

Zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 13 Atm. Überdruck aus 1 kg Wasser von 0° C sind folgende Wärmemengen erforderlich: 1. zur Erwärmung des Wassers auf dessen Siedepunkt, der bei 13 Atm. wesentlich höher als bei dem atmosphären Druck und zwar bei 191° C liegt, sind 193,4 Wärmeeinheiten, 2. zur Umwandlung von 1 kg Wasser von 191° C in Dampf von derselben Temperatur sind 471,3 Wärmeeinheiten erforderlich; die gesamte, in 1 kg Dampf von 13 Atm. Druck enthaltene Wärme beträgt demnach 664,7 Wärmeeinheiten. Die erste Wärmemenge nennt man die Flüssigkeitswärme, die zweite die Verdampfungswärme.

Arbeitet eine Dampfmaschine mit Auspuff, so sinkt der Dampfdruck beim Verlassen der Maschine auf etwa 1,2 Atm.; der Dampf hat alsdann

eine Temperatur von $104,2^{\circ}\text{C}$ und enthält noch 638,3 Wärmeeinheiten (102,28 Wärmeeinheiten als Flüssigkeits- und 535,02 Wärmeeinheiten als Verdampfungswärme), die unausgenutzt in die Luft abziehen und als verloren anzusehen sind.

Bei Kondensationsbetrieb arbeitet die Dampfmaschine dem Auspuffbetrieb gegenüber insoweit vorteilhafter, als der Gegendruck in der Maschine um 1 Atm. niedriger und dementsprechend die nutzbar gemachte Wärmemenge größer ist. Immerhin sind in dem Dampf von einer Kondensatorspannung von 0,1 Atm. ($= \frac{9}{10}$ Vakuum) noch 620,40 Wärmeeinheiten (45,7 Wärmeeinheiten als Flüssigkeits- und 574,7 Wärmeeinheiten als Verdampfungswärme) enthalten, die bei der Einspritzkondensation vollständig, bei Oberflächenkondensation zum großen Teil in das Kühlwasser übergehen und mit letzterem unbenutzt ablaufen. Eine bessere Ausnutzung der anfänglichen Dampfwärme ist in diesen Fällen nur möglich, wenn das ablaufende Kühlwasser und bei Oberflächenkondensation das Kondenswasser zur Kesselspeisung verwendet werden.

Eine wesentlich bessere Wärmeausbeute sucht man durch die Zwischen- oder Abdampfverwertung zu erreichen, wobei der Dampf, nachdem er in einer Dampfmaschine Arbeit geleistet hat, in eine Heizanlage geleitet wird, wo er seine noch verbliebene Wärme, und zwar namentlich die Verdampfungswärme (im obigen Falle 535,02 Wärmeeinheiten), abgeben muß, indem er kondensiert. Zu berücksichtigen ist allerdings, daß hierbei infolge des Anwachsens des Gegendruckes an der Maschine deren Dampfverbrauch steigt, so daß letztere entweder mit größerer Füllung oder mit höherem Dampfdruck arbeiten muß, um dieselbe Arbeitsleistung wie bei reinem Kondensationsbetrieb zu erzielen.

Je nach dem Verhältnis, in welchem die Dampfmen gen für Heiz- und für Kraftzwecke zu einander stehen, lassen sich für den kombinierten Heiz- und Kraftdampftrieb zwei Fälle unterscheiden:

1. Der Bedarf an Heizdampf wird durch den Abdampf der Dampf-

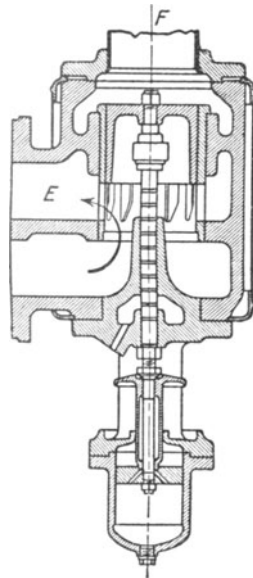


Fig. 113. Automatisches Überströmventil ist eingebaut hinter der Stelle für Heizdampfentnahme und hält den Druck in der Heizdampfleitung konstant, indem es die Dampfzufuhr zum Niederdruckteil der Turbine bei veränderter Heizdampfmenge vermehrt oder vermindert. Die Spindel hat Labyrinthdichtung.

maschine vollständig oder annähernd gedeckt, oder die von letzterer zu leistende Arbeit wird in annähernd gleichem Verhältnis verbraucht, wie die von ihr gelieferte Heizdampfmenge.

2. Die für Heizzwecke benötigte Dampfmenge schwankt innerhalb weiter Grenzen und steht in keinem bestimmten Verhältnis zu der für Kraftzwecke erforderlichen Dampfmenge.

Im ersten Fall empfiehlt sich die Anwendung von Gegendruckturbinen, im zweiten von Anzapf- oder Zwischendampfturbinen. An Stelle der Dampfturbinen können aber auch Kolbendampfmaschinen treten, bei letz-

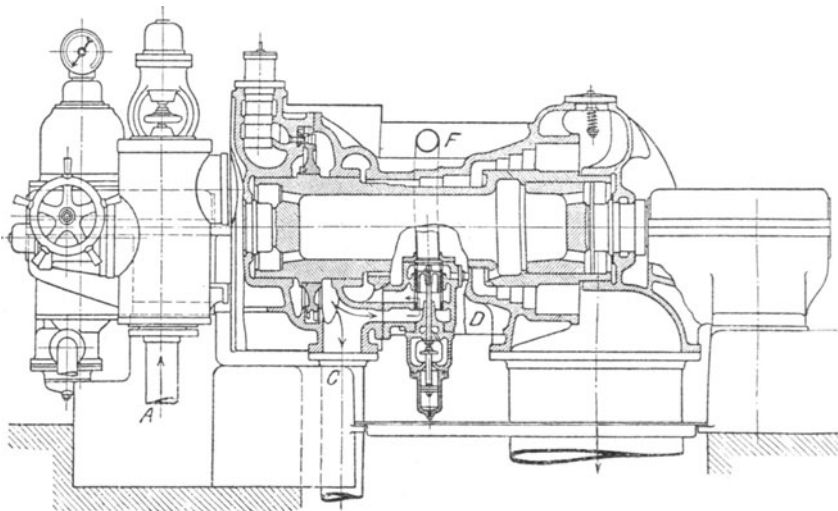


Fig. 114. Anzapfturbine von Brown, Boveri & Co. mit sichtbarem Überströmventil vor dem Niederdruckteil der Turbine. A = Eintrittsrohr für den Frischdampf; C = Rohr nach der Heizung; D = Überströmventil nach dem Niederdruckteil der Turbine.

teren werden zur Wiedergewinnung des Zylinderöles und auch deshalb Dampfentöler eingebaut, weil der entölte Dampf eine bessere Heizwirkung erzielt und das ölfreie Kondensat zur Kesselspeisung verwendbar ist.

Die Gegendruckturbinen. Der Fall, daß in einer industriellen Anlage der Bedarf an Heiz- und Kraftdampf sich so gut ergänzen, daß mit einer Gegendruckturbine allein alle Ansprüche an die Beschaffung der nötigen Kraft und die Heizung befriedigt werden können, tritt nicht häufig auf. Es ist deshalb zumeist noch eine besondere Kraftmaschine, eine Niederdruckkesselanlage für Heizdampferzeugung oder eine direkte Rohrleitung zur Entnahme von Heizdampf aus der Hochdruckkesselanlage vorzusehen.

Die Zwischendampfmaschine. Steht die für Heizzwecke benötigte Dampfmenge nicht in einem bestimmten Verhältnis zum Kraftbedarf, oder kann die Abwärme der Dampfturbine nicht voll in der Heizanlage ausgenutzt werden, so ist es wirtschaftlicher, die Kraftmaschine auf Kondensation

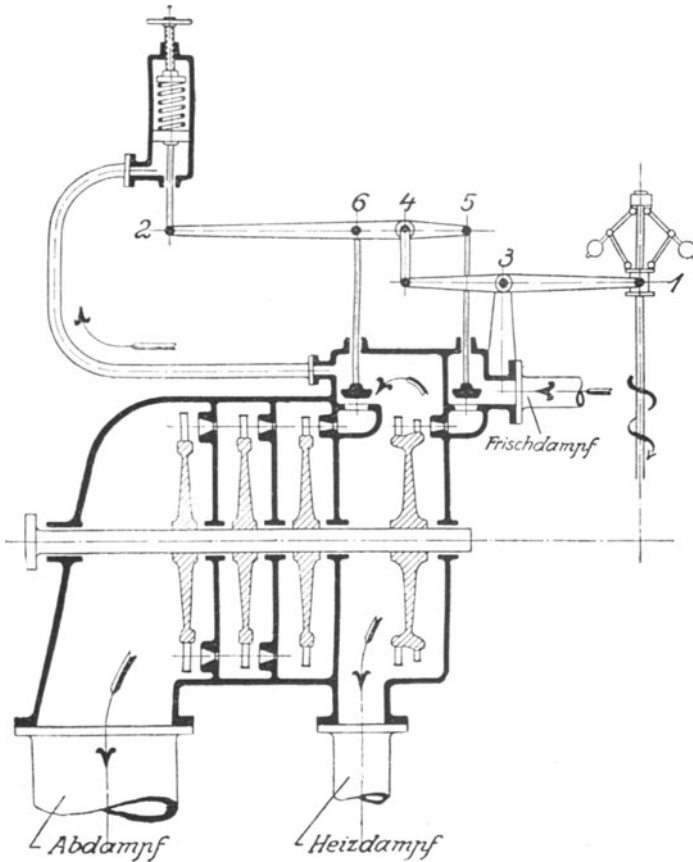


Fig. 115. Schematische Darstellung einer Anzapfturbine der A.E.G. Berlin.

arbeiten zu lassen und die zeitweilig gerade benötigte Menge an Heizdampf bei dem gewünschten Druck durch eine Anzapfung der Kraftmaschine zu entnehmen. Bei Kolbendampfmaschinen erfolgt diese Entnahme an dem Aufnehmer zwischen dem Hoch- und Mitteldruckzylinder, bei den Dampfturbinen zwischen ihren Hoch- und Niederdruckteilen, die durch eine Labyrinthdichtung voneinander getrennt sind.

Zur Konstanthaltung des Druckes in der Heizdampfleitung für den Fall, daß sich die Belastung der Turbine und die entnommene Heizdampfmenge verändern, dient bei den Brown-Boveri-Turbinen das in Fig. 113 dargestellte Kolbenventil. Während von unten der Druck der Anzapfstelle auf den Kolben des Ventils wirkt, denselben nach oben drückt und den Weg des Dampfes nach dem Niederdruckteil freigibt, wirkt der Dampfdruck des Kessels durch das Rohr F auf die obere Seite des Kolbens. Wird mehr Heizdampf gebraucht, so wird der Kolben nach unten gedrückt und die Dampfschlitze durch ihn mehr verdeckt, so daß weniger Dampf nach der Niederdruckseite der Turbine überströmen kann. Der Druck des durch das Rohr F eintretenden Kesselampfes ist durch ein Reduzierventil vermindert und kann an letzterem den Bedürfnissen der Fabrikation entsprechend von Hand verändert werden, wodurch auch eine Regulierung des Anzapfdruckes in gewissen Grenzen möglich ist. Bei den Kolbendampfmaschinen wird für die Regulierung des Druckes des Heizdampfes ebenfalls ein Druckregler eingebaut.

Wird die Heizdampfentnahme verändert, wird sie beispielsweise vermindert, oder ändert sich die Belastung der Dampfmaschine, wobei sich die Füllung des Hochdruckzylinders etwa vergrößert, so vergrößert sich auch die Spannung im Niederdruckzylinder; den Ausgleich der hiermit verbundenen Geschwindigkeitszunahme der Maschine besorgt dann in der gewöhnlichen Weise der Regulator.

19. Das Schmieröl.

Das Schmieröl hat die Reibung zwischen zwei aufeinander gleitenden Flächen zu vermeiden, der schädlichen Erwärmung und der zu schnellen Abnutzung der Gleitflächen vorzubeugen und den Kraftverbrauch der betreffenden Maschine oder Welle einzuschränken. Bei der Schmierung überziehen sich die aufeinander reibenden Flächen mit einer dünnen Ölschicht, so daß sie eigentlich nicht miteinander in Berührung kommen und nicht Metall auf Metall, sondern Öl auf Öl läuft. Damit dieser Zustand wirklich erreicht wird und zugleich kein allzuhoher Ölverbrauch auftritt, müssen das Schmieröl und die Reibflächen bestimmten Anforderungen entsprechen.

Die Mineralöle. Die Schmiermittel sind entweder pflanzlichen, tierischen oder mineralischen Ursprungs. Die Pflanzenöle, Rüböl, Oliven- oder Baumöl, Baumwollsaamenöl usw. und die tierischen Öle, Talg, Knochen- oder Knochenöl usw. werden im Dampfmaschinenbetriebe nicht mehr angewendet. Eine Ausnahme macht nur Talg, der früher viel zur Dampfzylinder-

schmierung diene und auch gegenwärtig noch als Zusatz zum Mineralöl verwendet wird. Für den Dampfmaschinenbetrieb finden wegen ihres billigen Preises und ihrer großen Beständigkeit die Mineralöle fast ausschließliche Anwendung.

Die Mineralöle werden aus dem Rohpetroleum hergestellt, das eine Menge Bestandteile, wie Benzin, Leuchtpetroleum u. a. enthält. Durch Destillation, das ist durch langsames Erhitzen, werden diese Bestandteile aus dem Rohpetroleum in Dampfform ausgetrieben und durch Abkühlung in Retorten aufgefangen. Die Destillate, welche bei einer Temperatur von etwa 200—400° C aus dem Rohpetroleum entweichen, sind die Mineralöle. Da bei jeder Temperatur ein anderes Mineralöl entsteht, welches sich von den bei höheren Temperaturen gewonnenen Mineralölen durch seinen Flammpunkt, seine Zähflüssigkeit und Schmierfähigkeit unterscheidet, so sind Mineralöle sehr verschiedenartig. Diese Verschiedenartigkeit hängt auch von der Zusammensetzung und Herkunft des Rohpetroleum ab; so haben z. B. das galizische und das deutsche Rohpetroleum oder Erdöl einen größeren Gehalt an Schmierölen und einen kleineren Gehalt an Benzin und Leuchtpetroleum als das amerikanische, russische und rumänische Erdöl. Auch sind die daraus gewonnenen Schmieröle je nach ihrer Herkunft von verschiedener Beschaffenheit.

Das Schmieröl muß zunächst eine genügende **Schlüpfrigkeit** haben, damit es sich auf die Schmierflächen gut verteilt, fest an denselben haftet und sich nicht so leicht von denselben abreiben läßt. Man nennt diese Zusammenhangs- oder Klebekraft, mit welcher das Schmieröl an den Laufflächen einer Lagerstelle mit eisernen Zapfen und Weißmetallbüchsen haftet, die Adhäsionskraft zwischen Öl und Eisen oder Weißmetall. Die Adhäsion des Schmieröles soll also möglichst groß sein.

Das Schmieröl muß ferner eine gewisse **Zähflüssigkeit** haben, d. h. es muß den jeweiligen Verhältnissen entsprechend dünn- oder dickflüssig sein. Würde man z. B. die mit sehr hoher Umdrehungszahl (etwa 4000 in der Minute) umlaufenden dünnen Spindeln der Spinnmaschinen (Selfaktor) mit einem schwerflüssigen Öl schmieren, so würde die Zähflüssigkeit des Öles einen viel zu hohen Kraftverbrauch erfordern und das verwendete Öl als nicht geeignet zu bezeichnen sein. Andererseits würde aber bei der Schmierung einer schweren Schwungradwelle einer Dampfmaschine mit einem dünnflüssigen Öl letzteres aus dem Lager zu leicht seitwärts herausgedrängt werden und ein Warmlaufen und Beschädigen der Lager sich nur durch einen überaus reichlichen Schmierölverbrauch verhüten lassen. Die Zähflüssigkeit des Öles ist demnach von großer Bedeutung für

die Schmierung. Man nennt sie auch die Kohäsion oder die Viskosität des Öles.

Zur **Bestimmung der Zähflüssigkeit** eines Öles benutzt man die **Viskosimeter**. Dieselben bestehen in der Hauptsache aus einem mit einer Wärmevorrichtung versehenen Behälter, der am unteren Ende ein absperrbares Ausflußrohr von bestimmtem Durchmesser und bestimmter Länge hat. Aus diesem Rohr läßt man etwa 200 Kubikzentimeter Öl bei einer genau festgestellten Temperatur auslaufen und vergleicht die hierzu erforderliche Zeit mit der Auslaufzeit einer gleich großen Menge destillierten Wassers von 20° C. Die Temperatur des Öles stellt man je nach dessen Verwendungszweck auf 20 oder 50° C (Maschinenöl), oder bei 100, 180 und auch bei 220° C (Zylinderöl) ein (Englersches Viskosimeter). Läuft die Ölmenge bei dieser Temperatur aus dem Viskosimeter 20 mal so langsam heraus wie Wasser von 20° C, so sagt man, die Viskosität des Öles beträgt 20.

Die hessische Staatsbahn verlangt z. B. bei Zylinderöl eine Viskosität von mindestens 18 bezogen auf Wasser von 50° C.

Für die Zylinder schmierung ist noch sehr wichtig, daß sich das Öl bei der in Frage kommenden Dampftemperatur nicht zersetzt. Die Temperatur, bei welcher die leicht siedenden Bestandteile des Öles verdampfen und bei welcher sich bereits brennbare Gase entwickeln, muß bei Sattdampf mindestens 20, bei Heißdampf mindestens 5% höher als die Dampftemperatur sein. Bei ganz hoher Überhitzung müssen reine Mineralöle von hohem Flammpunkt, großer Zähflüssigkeit (Viskosität) und Schlüpfrigkeit (Adhäsion) verwendet werden, da die Öle durch Erwärmung dünnflüssig werden. Das Verhalten dieser Heißdampföle untersucht man mitunter derart, indem eine genau abgewogene Ölmenge (etwa 50 kg) eine Zeitlang gleichmäßig auf die Dampftemperatur erhitzt und nach dem Abkühlen ihr Gewichtsverlust festgestellt wird.

Bei weniger hoch erhitztem Dampf werden auch sogenannte **Som-poundöle** verwendet, d. h. helle Mineralöle, die bis zu 5% mit tierischen Fetten (Talg oder Klauenfett) versetzt sind. Dieser Fettzusatz soll bewirken, daß die bei weniger geeigneten Mineralölen auftretenden Ölrusten an den Maschinenteilen wieder verschwinden oder deren Ansaß von vornherein verhütet wird. Er darf zur Verhütung von Anfrassungen der Metallteile durch Fettsäure nicht zu hoch bemessen werden.

Schmieröle für Maschinen, welche bei **hoher Kälte** arbeiten, z. B. Lokomotiven, Eisenbahnwagen und Kälteerzeugungsmaschinen müssen bei bestimmten Kältegraden noch flüssig bleiben und keine festen Auscheidungen

absondern. Man überzeugt sich von der Kältebeständigkeit dieser Öle, indem sie in einer Kältemischung auf gewisse Temperaturen abgekühlt werden.

Die Schmieröle werden häufig durch billige Zusätze, wie Asphalt, Seife, Harze, teerhaltige Rückstände usw. dickflüssiger und dunkler gemacht. Da hierdurch ihre Schmierfähigkeit, und zwar mitunter recht erheblich verschlechtert wird, sind diese Zusätze als Fälschungen zu bezeichnen.

Die Schmieröle müssen ferner zur Verhütung von Anpressungen an den Reibflächen säurefrei sein und dürfen an der Luft nicht verharzen. Im allgemeinen sind die Mineralöle luftbeständiger als die Pflanzen- oder tierischen Öle, die leicht ranzig werden und zur Säurebildung neigen. Das Auftreten von Säuren in den Schmiermitteln macht sich bei Messing- und Bronzelagern häufig durch einen schmierigen, grünlichen Überzug auf den Außenseiten der Lagerchalen bemerkbar.

Die Graphitschmierung. Infolge der während der Kriegszeit eingetretenen Knappheit an Schmierölen hatte die Graphitschmierung an Verbreitung zugenommen. Doch ist man, nachdem wieder gute Schmieröle zur Verfügung stehen, wieder zur Verwendung reinen Schmieröles zurückgekehrt. Man unterscheidet natürlichen und künstlichen Graphit, der bei Dampfmaschinen nur als Zusatz zum Schmieröl verwendet wird. Die im Handel gebräuchlichsten Graphitölmischungen enthalten etwa 10% Graphit und werden dem Schmieröl zugesetzt, wobei sich eine sparsamere Schmierung auch dann noch ergibt, wenn letzterem nur 1 bis 2% der Graphitölmischung zugesetzt werden. Da bei den Dampfmaschinen die Schmierkanäle sehr eng sind, muß durch Anwendung von Rührapparaten und durch Vermeidung von Säcken in den Kanälen dafür gesorgt werden, daß sich letztere nicht durch auscheidenden Graphit verstopfen. Die schmierende Wirkung des Graphits beruht darauf, daß er in den feinen Poren der Reibflächen haftet und das mit ihm vermischte Öl von letzteren nicht so leicht weggedrückt werden kann, wie reines Schmieröl.

Die Schmierapparate.

Das Schmieren. Die schwer belasteten Lagerstellen, d. h. die Hauptwelle, der Kreuzkopfbolzen, der Kurbelzapfen und die Gleitschuhführung sind reichlich zu schmieren; mehr Öl kann beim Schmieren der weniger belasteten Lager in der Steuerwelle, den Laufbüchsen der Ventilschneideln, den Steuerungssteilen usw. gespart werden. Bei allen diesen Stellen kann das zu reichlich verwendete, absprikende Öl durch geeignete Auffangbleche wieder aufgefangen und nach einer Filtration wieder an derselben Schmierstelle verwendet werden. Wesentlich ist hierbei, daß

die Auffangbleche möglichst dicht schließen und das Öl vor Verunreinigung durch Staub geschützt wird. Schwieriger ist es für den Maschinisten, beim Schmieren des Zylinders das richtige Maß zu treffen und sowohl eine Übergeudung, wie durch eine zu knapp bemessene Ölmenge das Trockenlaufen des Kolbens und Stillstände und Reparaturen der Dampfmaschine zu verhüten.

Die Zylinderschmierapparate. Den Reibungsflächen im Innern der Dampfmaschine, also dem Schieber und dem Kolben, muß das Schmieröl durch den Dampf zugeführt werden. Das Schmieröl wird daher tropfenweise in den einströmenden Dampf gebracht, in welchem es Dampfform annimmt und beim Hindurchgehen durch die Maschine die Gleitflächen benetzt.

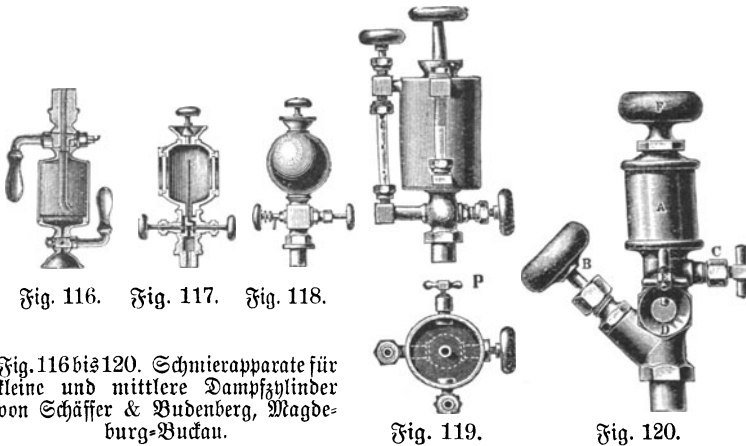


Fig. 116 bis 120. Schmierapparate für kleine und mittlere Dampfzylinder von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Der Zylinderschmierapparat (Fig. 116) wird an der Dampfeintrittsstelle vor dem Schieberkasten angebracht, nötigenfalls unter Anwendung eines Krümmers. Die Apparate sind für gesättigten Dampf bis zu etwa 5 Atm. Überdruck verwendbar und bei kleinen und älteren Dampfmaschinen im Gebrauch. Beim Füllen ist der untere Hahn durch eine Rechtsdrehung zu schließen und der obere Hahn zu öffnen. Letzterer ist nach beendeter Füllung zu schließen. Öffnet man alsdann den unteren Hahn wieder durch eine Linksdrehung, so tritt der Dampf in den Apparat ein und verdichtet sich im oberen Teil des Apparates allmählich zu Wasser, welches auf den Boden des Gefäßes sinkt, so daß das hierbei verdrängte Öl durch das Dampfrohr abfließt und in den strömenden Dampf gelangt. Die Regulierung der Schmierung erfolgt durch Verstellen des unteren Hahnes. Letzterer hat noch eine Durchbohrung, mittels welcher das in dem Gefäß

sich ansammelnde Kondenswasser vor dem Auffüllen mit Öl abzulassen ist. Fig. 117 stellt eine andere Form desselben Apparates dar. Fig. 119 und 120 stellen Zylinderschmierapparate derselben Firma dar, die sich dem vorher beschriebenen Apparate gegenüber durch eine bessere Regulierfähigkeit der Ölschmierung auszeichnen. Beim Füllen werden die unteren Ventile geschlossen, die obere Verschlussschraube wird gelöst und nach dem Füllen wieder geschlossen. Durch Öffnen des unten rechts befindlichen Ventiles wird der Apparat in Betrieb gesetzt und die Schmierung reguliert. Das andere untere Ventil dient zum Ablassen des Kondenswassers aus dem Apparat und erforderlichen Falles zum direkten Schmieren, wobei das Ventil zu schließen ist.

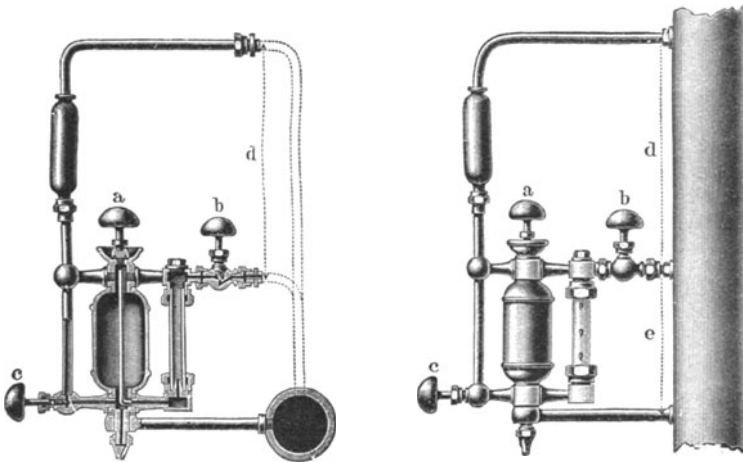


Fig. 121 und 122. Zylinderschmierapparat von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.

Häufig angewendet ist bei Dampfmaschinen bis zu etwa 10 Atm. Betriebsdruck der nebenstehend abgebildete Zylinderschmierapparat (Fig. 121) mit Tropfenschmierung, wobei der Vorteil besteht, daß die Öltropfen auf dem Wege vom Schmierapparat nach dem Dampfleitungsrohr in einem Schauglase sichtbar sind. Diese Apparate unterscheiden sich von den bereits besprochenen dadurch, daß der Dampfeintritt und der Dampfaustritt in dem Apparat völlig voneinander getrennt sind. Ferner kondensiert sich der Dampf nicht im Ölbehälter des Apparates, sondern in der vom Dampfrohr abzweigenden Rohrleitung, in welcher ein kleiner Wasserjack eingebaut ist. Das sich darin ansammelnde Kondenswasser drückt von unten in das Ölgefäß und preßt infolge der Druckhöhe d das auf ihm schwimmende Öl

durch das in der Mitte der ÖlgefäÙes befindliche dünne Rohr nach dem Schauglase, in welchem die Öltropfen aufsteigen, um schließlich durch das Ventil b hindurch in die Dampfleitung nach der Dampfmaschine zu gelangen. Beim Anstellen des Apparates öffnet man zunächst das Ventil b langsam und völlig und dann das Ventil c soweit, bis die Öltropfen im Schauglase aufsteigen. Die Regulierung der Schmierung erfolgt am Ventil c; wird letzteres mehr oder weniger geöffnet, so verändert sich die Menge des in den Apparat eintretenden Kondenswassers und hiermit zugleich die Zahl der im Schauglase aufsteigenden Öltropfen. Beim Abstellen des Apparates sind die Ventile b und c zu schließen und das im Ölbehälter befindliche

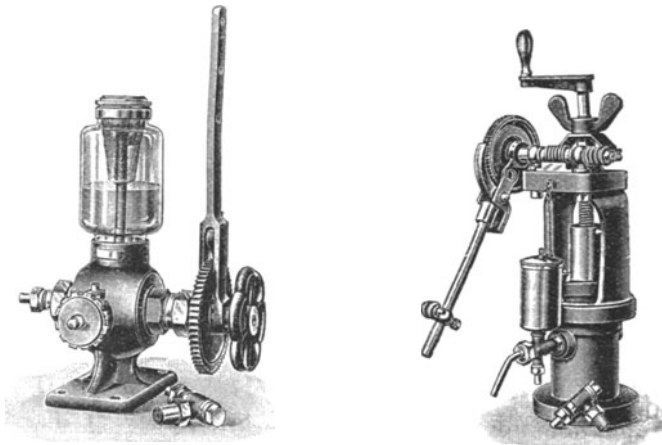


Fig. 123 und 124. Schmierpumpe und Schmierpresse für Dampfzylinder von Schäffer und Budenberg.

Wasser durch die untere Verschlusschraube abzulassen. Das Schauglas und der Apparat müssen stets völlig gefüllt sein. Das Wasser in dem Schauglase erhält einen Zusatz von Salz, wodurch sein spezifisches Gewicht vergrößert und schnelleres Aufsteigen der Öltropfen bewirkt wird.

Die **Schmierpresse** (Fig. 124) ist wegen ihrer unbedingten, auch bei hohem Dampfdruck und bei überhitztem Dampf bewährten Zuverlässigkeit sehr häufig im Gebrauch. Der Hebel an dem Transportrad erhält eine hin- und hergehende Bewegung durch eine Verbindungsstange, welche an der Steuerwelle oder einer Exzenterstange befestigt ist. Durch einen Schneckenradantrieb wird die Schraubenspindel in Umdrehung versetzt, wobei sie den Kolben in das mit Öl gefüllte Pumpengehäuse schiebt und das Öl aus letzterem heraus durch eine Rohrleitung nach der Schmierstelle

im Zylinder oder im Schieberkasten preßt. Zur Verhütung von Beschädigungen der Pumpe wird der Kolben an seiner tiefsten Stelle selbsttätig abgeschaltet, was durch die mittels einer Flügelmutter angezogenen Federkuppelung erreicht wird. Das Füllen der Pumpe erfolgt durch Hochziehen des Kolbens. Das Öl wird hierbei in den links ersichtlichen Ölbehälter gefüllt, der durch einen kurzen Rohrstutzen mit einem Dreiveghahn mit dem Pumpengehäuse verbunden ist. Beim Zugangsetzen ist der Durchlaß des Dreiveghahnes nach der Pumpe zu schließen und die Federkuppelung wieder anzuziehen.

Eine Ersparnis an Schmieröl und zugleich eine gute Schmierung des Kolbens erzielt man durch Vermehrung der Schmierstellen am Zylinder. Während anfänglich nur der Dampf an der Eintrittsstelle in die Maschine geölt wurde, ging man später bei Anwendung der Schmierölpressen dazu über, bei den Ventilmaschinen an jedem Dampfeinlaßventil eine Schmierölauführung anzubringen; neuerdings erhält der Zylinder außerdem eine dritte Schmierölleitung, die in der Mitte seines Scheitels mündet und eine vierte Schmierstelle unten am Zylinder.

Der Maschinist kann den Ölverbrauch durch gute Beobachtung sehr beschränken. Eine Zweizylindermaschine von 250 PS bei überhitztem Dampf von 10 Atm. Druck und 290° C kann bei achtfündigem Betrieb mit etwa 2 kg Zylinderöl auskommen. Eine Einzylindermaschine von 150 PS und für überhitzten Dampf von 12 Atm. Druck und 300° C braucht in achtfündiger Betriebszeit etwa $1\frac{1}{4}$ — $1\frac{1}{2}$ kg Zylinderöl. Über die Güte und die erforderliche Menge des Zylinderöles kann sich der Maschinist ein Urteil bilden, wenn er vor die geöffneten Indikatorhähne am Zylinder ein Blatt Papier hält; ergibt sich hierbei ein starker Ölniedererschlag, so ist die Schmierung zu reichlich, ist der Ölniedererschlag sehr schwarz, so ist das Schmieröl verbrannt und nicht recht geeignet.

Die Druckölschmierung wird auch bei den Kolbendampfmaschinen für die Schmierung des ersten Hauptlagers, des Kurbel- und des Kreuzkopfzapfens angewendet. Der Öldruck beträgt $1\frac{1}{2}$ —3 Atm. Das Öl wird mittels einer rotierenden Pumpe in das Hauptlager gepreßt, dessen Lagerschale auf der Innenseite eine Nute hat, in welche eine Bohrung der Hauptwelle mündet, von letzterer fließt das Öl in den Kurbelzapfen und durch die gleichfalls durchbohrte Pleuelstange hindurch nach dem Kreuzkopfzapfen. Die Geradführung samt dem Kurbelantrieb ist von einem dichten Gehäuse umschlossen, in welchem das abspritzende Öl, vor Verschmutzung geschützt, aufgefangen und nach dem Ölbehälter abgeleitet wird. In letzterem wird es durch Siebe gereinigt und von der Ölpumpe wieder angesaugt.

Die Dampfentöler haben während des Krieges weite Verbreitung gefunden, waren aber bereits seit 15 Jahren vor dem Kriege in Anwendung und sind für große Dampfanlagen nahezu unerlässlich. Ihre Aufgabe besteht darin, das Öl aus dem Abdampf der Dampfmaschine herauszuziehen. Sie werden dicht hinter dem Dampfzylinder eingebaut und sind sowohl für Auspuff- wie für Kondensationsdampfmaschinen in Anwendung. Eingehende Versuche über den Wirkungsgrad der Dampfentöler, die in verschiedenen Bauarten ausgeführt werden, sind vom Bayerischen Dampfkesselüberwachungsverein angestellt worden. Hierbei wurde festgestellt, daß mit einzelnen Apparaten bis zu 90% des dem Dampfe zugelegten Oles

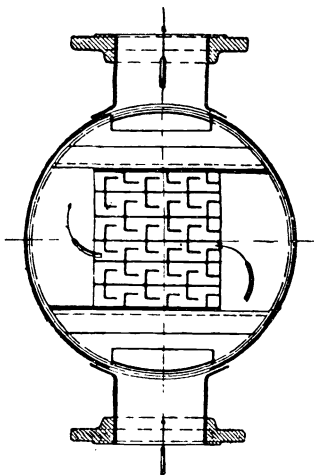


Fig. 125. Stoßkraftentöler von Seiffert & Co. A. G., Berlin.

wieder gewonnen werden. Eine vollständige Entölung des Abdampfes ist allerdings nicht erreichbar, so daß auch der durch den Entöler hindurchgegangene Dampf noch geringe Ölmenge enthält. Nach den Versuchsergebnissen des Bayerischen Dampfkesselüberwachungsvereins enthält bei gut wirkenden Entölern das aus dem entölten Dampf durch Abkühlung niedergeschlagene Wasser auf 1 Kubikmeter nur 10 bis 15 Gramm Öl. Dieser Ölgehalt ist so gering, daß das Wasser als Kesselspeisewasser wieder verwendbar ist; ist er größer, so empfiehlt sich, das Wasser vor dem Einspeisen in den Kessel nochmals durch einen Filter zu leiten.

Die Wirkung sämtlicher Dampfentölerarten beruht darauf, daß die feinen Schmieröltropfen durch einen plötzlichen Richtungs- und Geschwindigkeitswechsel aus dem strömenden Dampfe ausgeschieden werden.

Die Stoßkraftentöler der Firma Franz Seiffert & Co., A.-G., Berlin (Fig. 125), ist ein weites, entweder zylindrisch oder quadratisch ausgeführtes, mit einem aufgeschraubten Deckel verschlossenes Gefäß, in welchem eine große Anzahl von Winkel- oder U-Eisenstäben untergebracht ist, an denen der Dampf einen scharfen Richtungswechsel erfährt und durch die er in viele Einzelstrahlen zerlegt wird, so daß die feinen Öltropfen an den Eisenstäben abgestoßen werden. Das erheblich mit Wasser durchsetzte Öl läuft an letzteren herunter und tropft auf den Gefäßboden, von wo aus es durch ein Rohr nach einem Ölküßgefäß abgeleitet wird.

Arbeitet die Dampfmaschine mit Auspuff, so genügt für die Regulierung des Abflusses die Einschaltung eines Hahnes oder eines Kondensstopfes in die Rohrleitung nach dem Ölklärgefäß (siehe Fig. 126). In letzterem trennt sich das Öl vom Wasser. Vor seiner weiteren Verwendung ist es durch einen Filter zu leiten und kann alsdann unter Zusatz von frischem

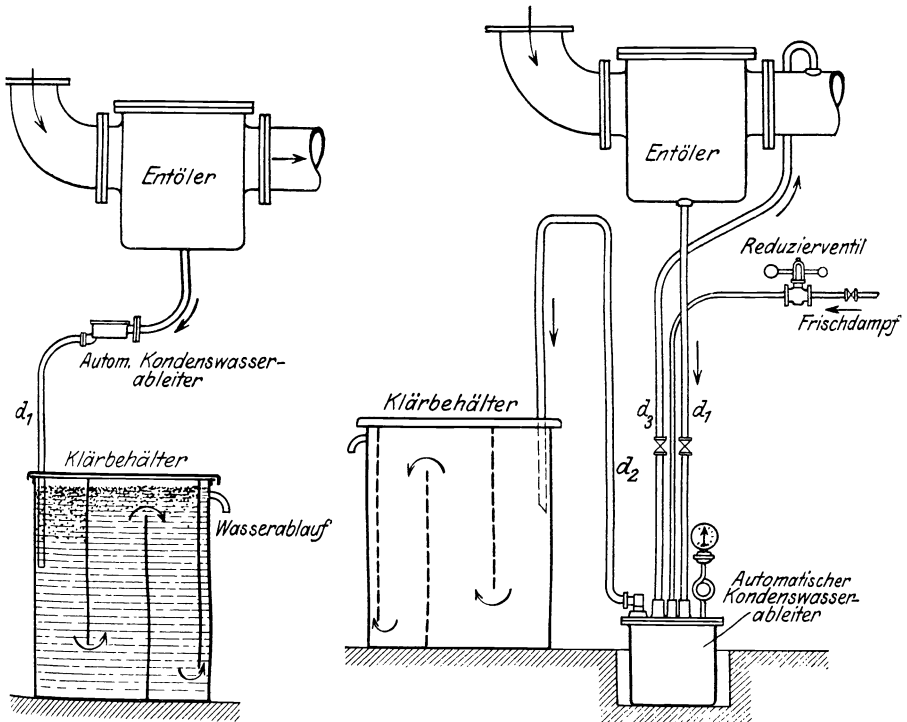


Fig. 126 und 127. Abdampfentölungsanlagen von Gebr. Weisbach, Chemnitz. Links für Auspuff, rechts für Kondensationsbetrieb.

Öl wieder zum Schmieren des Zylinders oder auch für sich allein zum Schmieren von Lagerstellen verwendet werden.

Arbeitet die Dampfmaschine mit Kondensation (Fig. 127), so läuft das aus dem Entöler ablaufende Ölwassergemisch zunächst durch das Rohr d_1 in einen automatischen Ableiter, der durch die Rohrleitung d_3 mit der Abdampfleitung nach dem Kondensator verbunden ist, so daß auch in ihm ein Vakuum herrscht. Hat sich der automatische Ableiter allmählich mit dem Ölwassergemisch gefüllt, so öffnet er in seinem Innern untergebrachter

Schwimmer S ein Dampfventil a von der Frischdampfleitung. Der Ableiter wird unter Dampfdruck gesetzt und von letzterem das Ölwassergemisch

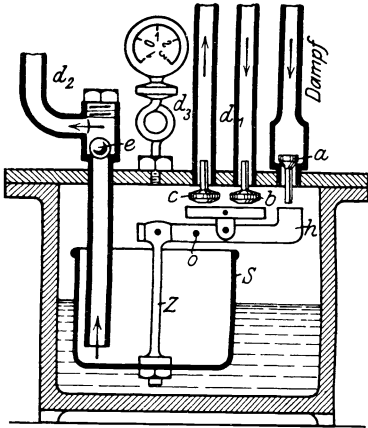


Fig. 128. Schnitt durch den automatischen Öl- und Kondenswasserableiter.

durch die Rohrleitung d_2 in den Klärbehälter gedrückt. Ist der Ableiter entleert worden, so senkt sich der Schwimmer wieder und schließt die Dampfableitung ab. Damit der Dampfdruck in dem Ableiter nicht zu hoch wird, wird in die Frischdampfleitung ein Reduzierventil eingeschaltet. Die Rohrleitung d_2 muß, wie auch aus der Zeichnung ersichtlich ist, ein Rückschlagventil haben, welches das Eindringen von Luft in den Ableiter verhütet. Dieses Rückschlagventil muß gut dicht halten, da andernfalls das im Ableiter und im Kondensator bestehende Vakuum (Luftleere) gestört werden würde.

Der erwähnte automatische Ölwasserableiter wird bei großen Dampfmaschinen durch eine Transmissionspumpe ersetzt, welche ununterbrochen läuft und das aus dem Entöler ablaufende Ölwassergemisch nach dem Klärbehälter befördert.

Fig. 129 zeigt einen Schleudertöler der Firma Scheibe & Söhne, Leipzig. Derselbe besteht aus einem gußeisernen Gehäuse, welches der Dampf in der Richtung des eingezeichneten Pfeiles durchströmt. Hierbei setzt er eine im Innern des Gefäßes befindliche Zentrifuge in Bewegung, durch welche die im Dampfe enthaltenen Öltropfen gegeneinander schnell rotierende Trommel

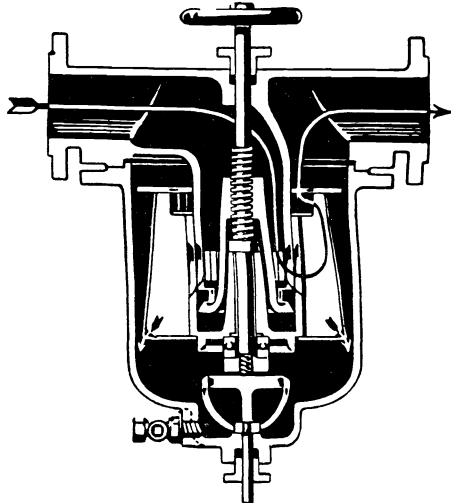


Fig. 129. Schleudertöler von Scheibe & Söhne, Leipzig.

geschleudert werden. Da sich die Trommel nach unten konisch erweitert, gleitet das Öl nach dem unteren Trommelrand zu, wo es durch Löcher (siehe die kleinen Pfeile in der Abbildung) gegen die Innenwand des Apparates gespritzt wird. Das auf dem Gefäßboden sich ansammelnde Öl und Wasser werden in eine Rohrleitung nach dem Ölfärbehälter geleitet.

Die Dampfentöler sind auf ihre Wirkungsweise ständig zu kontrollieren, indem man die verbrauchten Ölmengen mit den wiedergewonnenen vergleicht. Ergibt sich ein Nachlassen ihrer Wirkung, so ist der Dampfentöler zu öffnen und innen zu reinigen, da die innere Verschmutzung des Entölers den Abfluß des ausgeschiedenen Öles erschwert, so daß letzteres wieder vom Dampf fortgerissen wird und der Entöler schlecht arbeitet. Das aus dem Entöler wiedergewonnene Öl verliert natürlich durch die hohe Dampftemperatur an Güte, so daß es viel dicker und dunkler als Frischöl ist und nur an Schmierstellen mit weniger hohen Ansprüchen an die Güte des Öles verwendet werden kann.

20. Zubehörteile zu Dampfmaschinen.

Die Kondenswasserableiter. Dieselben dienen dazu, das sich ansammelnde Kondenswasser aus Dampfsammlern, Dampfleitungen, Heizapparaten, Dampftrockenzylindern usw. selbsttätig zu entfernen. Kleine Dampfsammler und kurze Rohrleitungen brauchen keine Kondenswasserableiter, da das wenige sich darin bildende Wasser von der Dampfströmung mit fortgerissen wird. Sie müssen aber wenigstens mit einem Wasserablaßventil ausgerüstet sein, womit bei der täglichen Betriebsaufnahme das aus dem Dampfe ausgeschiedene Wasser abgelassen werden kann. Dampftrockenzylinder (z. B. an Papiermaschinen), Dampfheizrohre und alle Dampfapparate, in denen der Dampf stillsteht oder nur eine geringe Bewegung hat, sind hingegen unbedingt mit einem Kondenswasserableiter zu versehen, da das zeitweilige Ablassen des Wassers durch ein Handventil unzuverlässig wäre und auch Dampfverluste verursachen würde.

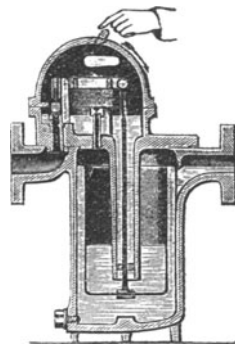


Fig. 130. Kondensstöpf v. E. Rade, Goswig i. Sa.

Die gebräuchlichsten Kondenswasserableiter sind die sogenannten Kondensstöpfе. Sie bestehen aus einem gußeisernen, topfförmigen Gehäuse, welchem das kondensierte Wasser aus dem zu entwässernden Dampfgefäß

in einer Rohrleitung zuströmt, und die durch einen im Innern angebrachten offenen Schwimmer aus Kupfer in Tätigkeit gehalten werden. Der Kondensstopf ist mit einem Absperrventil und einer Umgehung für den Dampf zu versehen, so daß er im Falle des Versagens auch während des Betriebes geöffnet und nachgesehen werden kann. Die Größe und Wanddicken des Kondensstopfes richten sich nach der abzuführenden Wassermenge und nach der Dampfspannung. Es sind daher bei der Bestellung die Betriebsbedingungen des Kondensstopfes anzugeben. Der Heizer hat die Kondensstopfe sorgsam zu beaufsichtigen, da ein undichter Kondensstopf viel Dampfverlust verursacht, oder bei etwaigen Verstopfungen Wasserschläge entstehen. Fig. 130 stellt den Kondensstopf „Columbus“ aus der Maschinenfabrik C. Naake in Coswig bei Dresden dar. Wasser und Dampf treten auf der rechten Seite, wie die Pfeile angeben, ein; das Wasser läuft in den Kupfertopf, hierdurch wird dieser beschwert und zieht vermittels des wagerechten Hebels im oberen Teile des Kondensstopfes das daselbst befindliche Ventil an der Wasseraustrittsstelle auf. Das Wasser entweicht dann so lange, bis der Wasserpiegel im Kupfertopf so weit gesunken ist, daß der Topf schwimmt, wobei derselbe vermittels des Hebels das Ventil wieder schließt, bis sich wieder eine genügende Menge Wasser im Kupfertopf angesammelt hat und das beschriebene Spiel von neuem beginnt.

Wenn man den Hebel, welcher außerhalb an der Haube angebracht ist, mit der Hand nach abwärts bewegt, so bewegt sich gleichzeitig ein innerhalb des Apparates sitzender Hebel, bis er auf einen Hebel am Schwimmergestänge trifft, diesen niederdrückt und somit das Ventil öffnet. Es bläst dann, wenn der Kondensstopf unter Dampfdruck steht, ein kräftiger Dampfstrahl durch das weit geöffnete Ventil und reinigt dasselbe von etwa angesammelten Unreinigkeiten. Dreht man den Hebel wieder in seine alte Stellung zurück, so arbeitet der Kondensstopf wieder automatisch weiter. Der Ventilteller ist vermittels einer Schraube nachstellbar eingerichtet, damit eine etwaige Abnutzung der Ventilflächen, die mit der Zeit durch die Wirkung des ausströmenden Wassers und durch Nachschleifen eintritt, ausgeglichen werden können. Der innere Mechanismus des Kondensstopfes ist durch einfaches Abnehmen der Haube leicht zugänglich.

In Betrieben wie Zuckerfabriken, Konservenfabriken, Spiritusdestillationen leitet man die entstehenden großen Kondenswassermengen in einen gemeinsamen Sammelbehälter und speist das Wasser mit einem Heißwasserinjektor oder mittels eines Rückspeiseapparates wieder in den Dampfessel.

Bei der Aufstellung der Kondensstopfe ist insbesondere darauf zu achten, daß sie auf einer genau wagerechten Unterlage stehen; ist letzteres nicht der

Fall, steht also der Kondensstopf schief, so bleibt das Ventilgestänge im Innern leicht hängen und der Kondensstopf verfaßt. Die Mündungen der Ausstoßrohre der Kondensstopfe sind an bequem zugänglicher Stelle unterzubringen, damit der Kondensstopf auf sein regelmäßiges Funktionieren hin ohne Schwierigkeiten beobachtet werden kann.

Das Dampfdruck-Reduzierventil. Dasselbe hat den Zweck, den Druck von hochgespanntem Dampf zu vermindern. Soll beispielsweise ein Dampf-

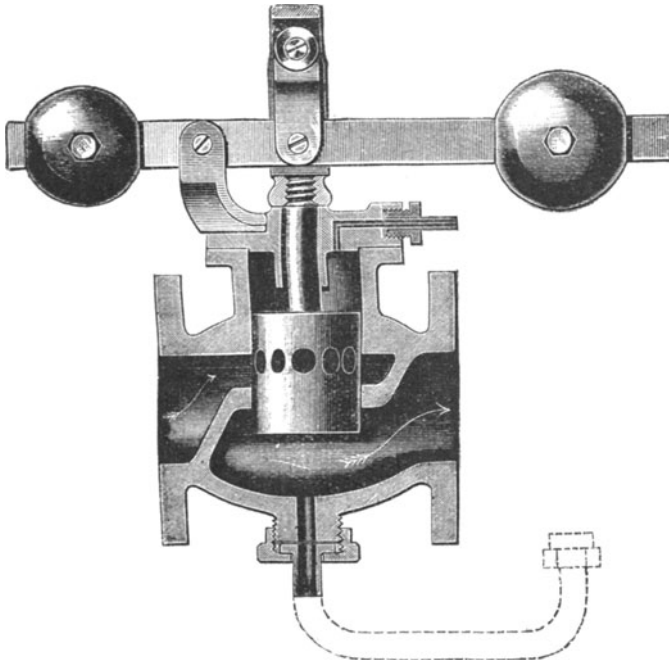


Fig. 131. Reduzierventil von Knape, Meerane.

kessel seinen Dampf an zwei Dampfmaschinen abgeben, von denen die eine mit 12, die andere aber nur mit 8 Atm. Überdruck betrieben wird, so ist in die Dampfrohrleitung für letztere Dampfmaschine eine Vorrichtung einzubauen, welche die Dampfspannung von 12 Atm. auf 8 Atm. vermindert (reduziert). Diese Vorrichtung ist das Dampfdruck-Reduzierventil. Es gibt viele verschiedene Bauarten des Reduzierventiles. Bei dem Reduzierventil — Fig. 131, Knape, Meerane — wird der Dampfdruck mittels eines hohlen, beweglichen Kolbens, der mit Löchern versehen und oben ver-

geschlossen ist, reduziert. Durch ein Gewicht, welches auf einem Hebel verschiebbar ist, wird der Kolben nach unten gedrückt, so daß die Löcher des Kolbens dem Dampfe freien Durchgang durch das Ventil gewähren. Wird der Dampfdruck hinter dem Ventil größer als der auf dem Kolben lastende Gewichtsdruck, so wird der Kolben so weit in den oberen Teil des Ventilgehäuses hineingeschoben, bis die Löcher verdeckt sind und keinen Dampf

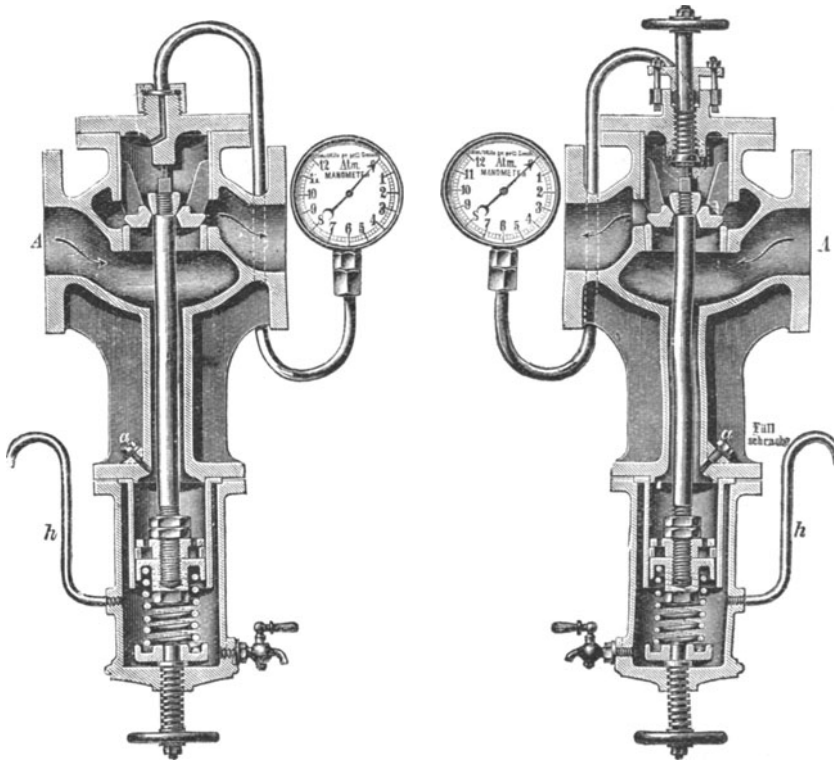


Fig. 132 und 133. Reduzierventile der Strube U. G. in Magdeburg-Buckau.

mehr durch das Ventil hindurchlassen. Fällt der Dampfdruck wieder, so bewegt sich der Kolben nach unten, und die Löcher geben dem Dampfe den Durchgang wieder frei. Durch Verschieben des Gewichts auf dem Hebel kann man die Spannung des durchgelassenen Dampfes nach Belieben erhöhen oder vermindern. Das kleine Gewicht auf dem kurzen Hebelarm hat den Zweck, den Hebel auszubalancieren, damit das Reduzierventil, auch für ganz geringen Druck eingestellt werden kann. Das Reduzierventil

wird mit einem Manometer versehen, welches den verminderten Druck anzeigt. Da der Kolben der leichten Beweglichkeit halber nicht mit federnden Ringen versehen werden darf und infolgedessen nicht ganz dicht hält, ist darauf zu sehen, daß das Kondenswasser in dem Raume über dem Kolben immer einen freien Ausweg hat. Das zu diesem Zwecke im Ventildeckel angebrachte Röhrchen darf daher nicht verschlossen werden, auch wenn es etwas Dampf ausströmen läßt.

Fig. 132 stellt ein Reduzierventil der Aktiengesellschaft Strube in Magdeburg-Buckau dar. Der Dampf tritt bei A ein und drückt einerseits gegen den oben befindlichen Ventilkegel, andererseits gegen den Kolben im unteren Teile des Ventilgehäuses, der sich während des Betriebes mit Kondenswasser füllt und einen Wasserfaß bildet. Der Ventilkegel und der Kolben sind durch eine Stange fest miteinander verbunden. Schraubt man die untere Ventilspindel in das Ventil hinein, so wird der Ventilkegel abgehoben, und es strömt der Dampf durch das Ventil hindurch, bis sich hinter dem Ventil eine Dampfspannung gebildet hat, die den Federdruck überwindet und das Ventil schließt. Durch einfaches Herein- und Herausdrehen der unteren Spindel kann man die Feder mehr oder wenig anspannen und den reduzierten Dampfdruck beliebig einstellen. Der Kolben in dem unteren Teile des Ventilgehäuses wird durch einen Gummiring abgedichtet, der durch das Wasser im Wasserfaße vor der Zerstörung durch den Dampf geschützt wird. Die Schraube a dient zum Füllen des Wasserfaßes bei der ersten Inbetriebnahme des Ventiles. Das Röhrchen h muß offen bleiben, damit sich hinter dem Kolben kein Druck bilden kann. Bei Ventilen, welche nicht dauernd im Betriebe sind und der Gefahr des Einfrierens ausgesetzt sind, wird am Wasserfaße ein kleiner Ablasshahn angebracht.

Die Reduzierventile werden auch mit Absperrvorrichtung ausgerüstet, damit etwaige Reparaturen an der Rohrleitung für den reduzierten Dampf auch während des Betriebes ausgeführt werden können. Diese Anordnung empfiehlt sich jedoch nur bei kleinen Reduzierventilen. Bei weiten Rohrleitungen ist es besser, vor dem Reduzierventil ein besonderes Dampfabsperrentil einzubauen, weil sich letzteres leichter handhaben läßt als die Absperrvorrichtung am Reduzierventil. In der Fig. 133 befindet sich die Absperrspindel oben, doch wird sie auch je nach den örtlichen Verhältnissen und der leichteren Zugänglichkeit halber auch unten angebracht. Beim Dampfmaschinenbetrieb sind die Reduzierventile möglichst entfernt von der Dampfmaschine, also möglichst nahe am Dampfkessel anzuordnen, damit das Funktionieren des Reduzierventiles nicht durch das stoßweise Arbeiten des Dampfes beeinflusst wird. Bei Kesselanlagen mit überhitztem Dampf sind

die Reduzierventile möglichst vor dem Überhitzer einzuschalten. Wo dies nicht zugänglich ist, müssen, besonders bei starker Überhitzung, die inneren Ventiltteile aus Nickel hergestellt werden, wodurch sich der Preis natürlich wesentlich erhöht. Da es nicht ausgeschlossen ist, daß das Reduzierventil aus irgendeinem Grunde, wie z. B. durch Eindringen von Schmutz, versagt,

muß in allen Fällen hinter dem Reduzierventil ein Sicherheitsventil angebracht werden.

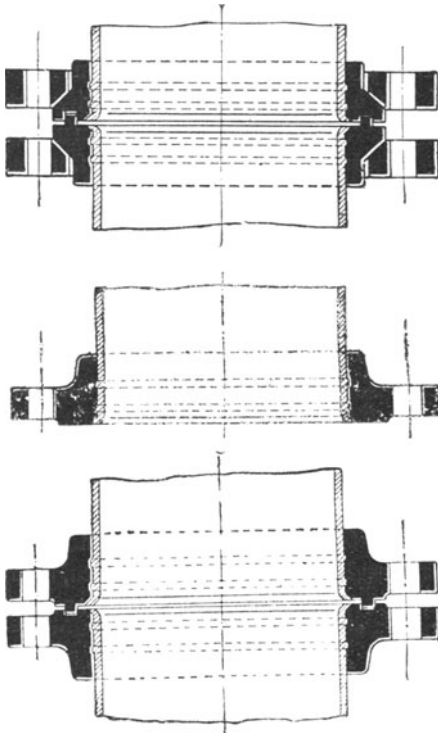


Fig. 134 bis 136. Rohrverbindungen von Seiffert & Co. A. G., Berlin.

durch die Erwärmung keine gefährlichen Spannungen in den Absperrventilen verursachen, müssen sie elastisch sein.

Für nicht zu lange Rohrleitungen reichen hierzu schon die Bögen in den Rohrleitungen aus, die deshalb möglichst schlank zu machen sind. Lange Rohrleitungen versieht man mit besonderen Ausdehnungsbogen oder Kompensationsrohren, die sich entsprechend den Längenveränderungen der Rohrleitung zusammen- oder aufbiegen. Die Rohrverbindungen werden auf verschiedene Art ausgeführt. Entweder sind die Flanschen auf den

Die Rohrleitungen. Dieselben werden für überhitzten Dampf und für hohen Druck ausnahmslos aus schmiedeeisernen, zumeist aus nahtlos gewalzten Mannesmannrohren oder patentgeschweißten Rohren hergestellt. Für Temperaturen über 249° Celsius ist die Verwendung von Kupferrohren gesetzlich verboten, weil Kupfer bei höheren Temperaturen leicht brüchig wird. Nur bei Dampfkesseln für niedrigen Druck, etwa bis zu 8 Atm., und für sehr enge Rohre, wie Manometerrohre, stellt man die ganze Rohrleitung oder die Bögen (Krümmer) aus Kupfer her. Damit die

Rohre bei der Ausdehnung

Rohren befestigt oder man befestigt auf den Rohrenden Bunde, hinter denen lose Flanschen sitzen (Fig. 134). Der Ausführung der Rohrleitungen wird neuerdings große Beachtung geschenkt und zwar mit vollem Recht, denn in mangelhaft ausgeführten Rohrleitungen findet oft ein starker Druckabfall (bis zu 1 Atm. und mehr) statt. Namentlich bei Dampfleitungen, die statt der schlanken Bogen scharfe oder rechtwinklige Biegungen haben, ist dieser Verlust sehr bemerkbar und nur durch einen Rohrrumbau zu beheben. Für die Befestigung der Flanschen oder Bunde auf den Rohren kommt nur Ausschweißen oder Aufwalzen in Betracht. Das Auflöten scheidet bei Verwendung von überhitztem Dampf ohne weiteres aus. Es hat namentlich den Nachteil, daß die Dichtungsfläche durch das Auflöten rauh wird und nachgearbeitet werden muß. Aus letzterem Grunde wird auch das Ausschweißen wenig angewendet, auch kann diese Befestigungsart meist nur in der Werkstat, nicht im Kesselhause vorgenommen werden, was insbesondere bei der Herstellung von Paßstücken umständlich ist. Es werden daher die Flanschen zurzeit durch Aufwalzen befestigt, und zwar schon bei einem lichten Rohrdurchmesser von 30 Millimeter an. Diese Befestigungsart ist durchaus sicher und hat den Vorteil, daß die Dichtungsfläche in dem ursprünglichen sauber gedrehten Zustande bestehen bleibt. Bei dem Ausbohren des Flansches wird dem Drehstahl ein so großer Vorschub gegeben, daß die Aufwalzfläche ein feingängiges Gewinde aufweist; ferner wird die Walzfläche nach der Dichtfläche zu konisch erweitert ausgebohrt, und schließlich werden noch in die Walzflächen des Flansches Nuten eingedreht, so daß die aufgewalzten Flanschen oder Bunde außerordentlich fest auf dem Rohre sitzen. Das Aufwalzen der Flanschen und Bunde wird mit einem Einwalzapparat vorgenommen und kann auch bei der Montage der Rohre im Kesselhause ausgeführt werden. Die Flanschen und Bunde macht man gewöhnlich aus Stahl, weil dann die eingedrehten Vertiefungen der Walzflächen beim Einwalzen des weicheren schmiedeeisernen Rohres besser standhalten, und die Befestigung der Flanschen auf dem Rohre haltbarer wird.

Vielfach erhalten die Flanschen oder Bunde Nute und Feder (Fig. 136), zwischen die die Dichtungsscheibe aus Gummi, Asbest usw. gelegt wird. Bei dieser Befestigungsart sitzt die Dichtung außerordentlich fest und kann durch den Dampfdruck nicht herausgeschleudert werden. Einzelne Firmen empfehlen sie jedoch nicht, weil die Rohre beim Erneuern der Dichtung auseinandergezogen werden müssen, was mitunter schwierig ist, und weil sich die Dichtungsflächen zur Erreichung der unbedingt erforderlichen parallelen Lage der Flanschen nicht nacharbeiten lassen. Diese Firmen lassen deshalb die

Dichtflächen der Flanschen oder Bunde an jedem Rohre einige Millimeter vorstehen, so daß sich die Dichtung beim Erwärmen leicht einschieben läßt. Damit nun letztere genügend festhält, werden eine größere Anzahl und

stärkere Schrauben angewendet. Welcher von beiden Verbindungsarten der Vorzug zu geben ist, kann nicht ohne weiteres entschieden werden; jedenfalls sind beide in der Praxis viel angewendet und haben sich bei sorgfältiger Ausführung auch gut bewährt. Die Firma Seiffert wendet beide Ausführungen an.

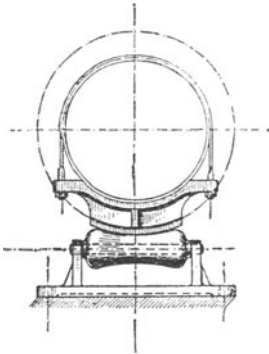


Fig. 137. Rohrlagerung von Seiffert & Co. A. G., Berlin.

Bei der **Montage der Rohrleitungen** ist darauf zu achten, daß dieselben ein gleichmäßig verlaufendes Gefälle in der Richtung der Dampfströmung erhalten. Wassersäcke und entgegengesetzte Neigung der Rohrleitung sind zu vermeiden, da hierdurch die Entwässerung des Dampfes und der Rohrleitung erschwert und die Entstehung von Wasserschlägen begünstigt wird. Das Gefälle kann etwa 3 bis 4 Millimeter auf 1 Meter Rohrlänge betragen. Wesentlich ist die Rohraufgabe, welche der Rohrleitung bei ihrer Wärmeausdehnung freien Spielraum lassen muß.

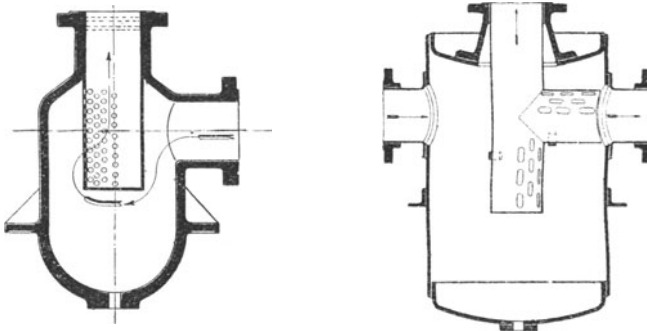


Fig. 138 und 139. Gusseiserner und schmiedeeiserner Wasserabscheider von Seiffert & Co. A. G., Berlin.

Beim Zusammenpassen der Rohre ist sorgfältig auf genaue parallele Lage der Dichtungsflächen an den Flanschen und auf genaues Zusammenpassen der Schraubenlöcher zu achten. Als Dichtung genügt bei Dampf Asbest, bei Wasser ist Gummidichtung vorzuziehen. Doch gibt es für beide Fälle noch eine große Zahl anderer Dichtungsmittel, wie Metalldich-

tungen aus Blei, Blei-legierungen, Kupferblech usw., die sich gleichfalls gut bewährt haben und häufig in Anwendung sind.

Zum Schutze gegen Verluste durch Wärmeausstrahlung ist das Einhüllen der Dampfleitungen mit Isoliermasse (Korkziegel, Seidenzöpfe usw.) unerlässlich. Vielfach wird hierbei der Fehler gemacht, die Flanschen, die natürlich zugänglich bleiben müssen und daher nicht verpackt werden dürfen, gänzlich unverhüllt zu lassen. Durch genaue Messungen ist indes nachgewiesen, daß hierbei immer noch erhebliche Wärmeverluste entstehen, so daß niemals verjäumt werden sollte, die Flanschen mit blechernen zweiteiligen Isolationskappen zu verwahren. Ist die Wärmeschutzmasse auf die Rohrleitung aufgetragen, was immer unter Dampf vorzunehmen ist, so empfiehlt sich noch das Umwickeln der Rohrleitung mit Leinwand, die mit feuerfestem Anstrich (etwa Wasserglas) zu versehen ist. Hierdurch bewirkt man eine größere Haltbarkeit der Isoliermasse gegen Beschädigung bei Stoß. Sind mehrere weitverzweigte Rohrleitungen vorhanden, so erhalten dieselben zur besseren Unterscheidung durch das Bedienungspersonal farbige Anstriche.

Wasserabscheider. Zur Ausscheidung des Wassers aus dem Dampfe werden an das Ende langer Rohrleitungen Wasserabscheider (Fig. 138 und 139) eingebaut, deren Wirkung auf dem scharfen Richtungswechsel und der Querschnittserweiterung des Dampfstromes beruht. Das ausgeschiedene Wasser wird durch ein am Gefäßboden mündendes Rohr nach einem Kondensatopf geleitet und von letzterem abgeleitet.

21. Erläuterungen einiger technischer Fachausdrücke.

Adhäsion ist die Zusammenhangs- oder Klebekraft zwischen zwei verschiedenartigen Stoffen. Die Kraft, mit welcher z. B. das Schmieröl an den Laufflächen eines eisernen Transmissionslagers haftet, nennt man die Adhäsionskraft zwischen Öl und Eisen. Sie soll möglichst groß sein, damit das Öl nicht zu schnell aus dem Lager herausgepreßt wird (siehe auch Kohäsion).

Aggregatzustand ist der Zustand, in welchem uns ein Körper erscheint. Man unterscheidet drei Aggregat- oder Körperzustände: den festen, den flüssigen und den gasförmigen. Durch Wärmezufuhr — Erhitzen — oder durch Wärmeentziehung — Abkühlen — kann man einen Körper von einem Aggregatzustand in den anderen überführen (Eis, Wasser, Dampf).

Analyse heißt die Auflösung oder Zerlegung eines zusammengesetzten Stoffes in seine Grundstoffe. Unter Grundstoffen, die man für gewöhnlich Elemente nennt, versteht man solche Stoffe wie Blei, Kupfer, Silber usw., die wir mit den uns bekannten Hilfsmitteln nicht weiter zerlegen können. Bei der chemischen Analyse eines aus mehreren Bestandteilen zusammengesetzten Stoffes, z. B. der

Kohle, wird unter Anwendung von Säuren, durch Erhitzen, durch genaues Wiegen usw. festgestellt, wieviel und was für Grundstoffe darin enthalten sind.

Das Gegenteil von der Analyse ist die Synthese, bei welcher man einen Stoff aus verschiedenen anderen Stoffen aufzubauen versucht. Um z. B. einen künstlichen Dichtungsgummi an Stelle des in der Natur gewonnenen Kautschuks herzustellen, müßte der Chemiker synthetisch versuchen, aus verschiedenen Stoffen einen künstlichen Kautschuk herzustellen, der dem natürlichen möglichst ähnlich ist.

Anorganisch heißt leblos, unbelebt. Als anorganische Stoffe bezeichnet man die Steine und Metalle im Gegensatz zu den organischen Stoffen, wie Kohle, Teer, die von Pflanzen und Tieren herrühren.

Asbest, auch **Amiant**, **Stein-** oder **Bergflachs** genannt, ist ein Gestein, das in zarten, fast haarartigen Fäden namentlich in Tirol sehr häufig auftritt. Da er unverbrennlich und dabei weich und schmieglam ist, wird er als Dichtungsmaterial für Dampfrohrleitungen, ferner zu feuerbeständigen Anzügen und zu Handschuhen (z. B. beim Angreifen von heißen Schürhaken) benutzt.

Atmosphäre ist die Lufthülle um die Erdoberfläche. Sie hat, wie jedes andere Gas und jeder Körper, ein gewisses Gewicht, womit sie auf der Erdoberfläche lastet. Diese Belastung nennt man den Atmosphärendruck. Derselbe hängt von der Höhe und Temperatur der Luftschicht ab; infolgedessen ist er auf den Bergen kleiner als in den Tälern. Die Dampfspannung im Dampfkessel berechnet man nach der Zahl der Atmosphärendrucke, denen sie das Gleichgewicht halten würde. Hierbei rechnet man den Druck einer Atmosphäre gleich dem Druck von einem Kilogramm auf ein Quadratcentimeter Fläche. Der normale Luftdruck ist jedoch etwas größer, und zwar beträgt er 1,03 Kilogramm auf 1 Quadratcentimeter Fläche.

Barometer heißt wörtlich Schweremesser. Das Barometer ist ein Instrument zum Messen des Luftdruckes. 1. Das Quecksilberbarometer besteht in der gebräuchlichsten Form aus einer senkrechten, mit Quecksilber gefüllten, etwa 1 Meter langen, oben zugeschmolzenen Glasröhre, deren unteres Ende umgebogen ist und in eine offene Kugel mündet. Über dem Quecksilber ist die Glasröhre luftleer. Die Luft drückt auf die Quecksilberoberfläche in der Kugel, so daß das Quecksilber nicht herauslaufen kann. Bei normalem Luftdruck steht das Quecksilber 760 Millimeter hoch; nimmt der Luftdruck ab, so fällt das Quecksilber, nimmt er zu, so steigt letzteres in der Glasröhre in die Höhe. 2. Das Aneroid- oder Kapselbarometer besteht aus einer luftleeren Blechkapsel, deren Deckel durch den wechselnden Luftdruck mehr oder weniger zusammengedrückt werden. Die Bewegung der Deckel wird, ähnlich wie bei den Manometern für Dampfkessel, auf einen Zeiger übertragen, der auf einer Skala hin- und herfährt.

Bitumen heißt Erdpech oder Erdharz. Man bezeichnet damit asphaltartige Stoffe, die ihren Ursprung in der Zersetzung untergegangener Pflanzen haben und in Kohlen- oder Gesteinschichten vorkommen. Derartige Kohle nennt man bituminöse Kohle. Beim Verbrennen der Kohle bilden die bituminösen Bestandteile brennbare Gase.

Compoundmaschine (englisch, sprich Kompaund) siehe Verbundmaschine.

Elemente sind die Ur- oder Grundstoffe, die wir mit den uns zur Verfügung stehenden Hilfsmitteln (Säuren, durch Erhitzen, mittels Elektrizität usw.) nicht weiter zerlegen können. Solche Elemente treten in fester, flüssiger und gasförmiger Form auf, z. B. Eisen, Kupfer, Quecksilber, Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff.

Eisen. Das in der Praxis verwendete Eisen ist niemals reines Metall,

sondern enthält stets Kohlenstoff. Der Kohlenstoffgehalt verändert die Eigenschaften des Eisens ganz bedeutend. Je höher er ist, um so mehr nimmt die Geschmeidigkeit, Schmiedbarkeit und Schweißbarkeit des Eisens ab; dagegen erhöht sich dessen Härte und Schmelzbarkeit. Enthält das Eisen mehr als $\frac{1}{2}$ Prozent Kohlenstoff, so erlangt es die Eigenschaft, bei rascher Abkühlung aus dem rotwarmen Zustande sehr hart zu werden, d. h. es ist härtbar (Stahl). Der Kohlenstoffgehalt beträgt bei Schmiedeeisen höchstens $\frac{1}{2}$ Prozent, bei Stahl $\frac{1}{2}$ bis 2 Prozent und bei Gußeisen 2 bis 5 Prozent.

Das beim Dampfkesselbau verwendete Siemens-Martin-Flußeisen wird gewonnen, indem man den ziemlich hohen Kohlenstoffgehalt des Roheisens in der Schmelzglut durch Zusatz von kohlenstoffarmem Eisen (alte Eisenbahnschienen usw.) verringert (Martin-Verfahren). Das Siemens-Martin-Flußeisen zeichnet sich durch seine gleichmäßige Beschaffenheit aus.

Expansion heißt Ausdehnung. Unter Expansion des Dampfes versteht man die Ausdehnung des gespannten Dampfes im Dampfmaschinenzylinder. Sobald die Dampfeinlaßöffnungen des Zylinders geschlossen sind und kein weiterer Dampf mehr zufließen kann, wird der Kolben vermöge der Expansionskraft des eingeschlossenen Dampfes fortgeschoben.

Generator (lateinisch), eigentlich Erzeuger. Bei Martin-, Glashütten- und sonstigen Ofenanlagen, die mit Gasfeuerung versehen sind, bezeichnet man den Apparat, in welchem das Gas erzeugt wird, als Generator. Bei elektrischen Licht- und Kraftanlagen wird auch der mit der Dampf- oder Wasserkraftmaschine gekuppelte Elektromotor Generator genannt.

Graphit ist reiner Kohlenstoff, der in Passau, Wunsiedel (Bayern), Sibirien usw. vorkommt. Wegen seines Abfärbens wird er zur Bleistiftfabrikation verwendet. Er ist sehr beständig und äußerst schwer verbrennlich. Man benutzt ihn deshalb als Zusatz zu Schmiermitteln, wie Talg und Öl, und schmirt damit Schrauben und Hähne, die, wie an den Dampfkesseln, viel Hitze aushalten müssen. Der verwendete Graphit muß dann sehr rein und fein gemahlen sein. Graphit, in Wasser oder Milch angerührt, bildet einen guten Innenanstrich für Dampfkessel. Der Graphit bleibt an den Kesselwänden haften und bildet eine dünne Trennschicht zwischen Kesselblech und Kesselstein, so daß letzterer beim Kesselflopfen leicht abspringt.

Heizfläche ist diejenige Fläche der Kesselwandungen, die innen vom Wasser und außen von den Heizgasen bespült wird. An der Heizfläche vollzieht sich also die Verdampfung des Wassers im Kessel. Nicht zur Heizfläche rechnet man diejenigen Kesselflächen, die außen von den Heizgasen, innen aber vom Dampf berührt werden.

Hydraulischer Druck heißt Wasserdruck. Um zu sehen, ob ein Gefäß dicht hält, füllt man es völlig mit Wasser und erzeugt darin durch Nachpumpen einen Wasserdruck. Undichte Stellen machen sich durch austretendes Wasser bemerkbar.

Hydraulische Nietung ist die Nietung, bei welcher die glühenden Nieten mittels Wasserdrucks umgestaucht werden.

Hypothese heißt eigentlich Wagesatz. Man versteht darunter eine wissenschaftliche Behauptung, für deren Richtigkeit keine vollständigen Beweise erbracht werden können. Eine derartige Hypothese ist z. B. die zurzeit von der Wissenschaft aufgestellte Erklärung über das Wesen der Wärme, wonach diese durch eine unmeßbare und unsichtbare, sehr schnelle hin- und hergehende Bewegung der kleinsten Teile eines Körpers (der Atome) hervorgerufen werden soll.

Indikator (Fig. 140) (lateinisch, Anzeiger) dient zur Feststellung des Verlaufes der Dampfspannung im Dampfzylinder während des Ganges der Maschine und war bereits von dem Erfinder der Dampfmaschine, Watt, angewendet. Er besteht aus einem Gehäuse mit einem kleinen Kolben von etwa 1 bis 2 Zentimeter Durchmesser, der durch eine starke Feder im Nullpunkte gehalten wird. Durch den Dampfdruck wird die Feder zusammengedrückt und der Kolben mehr oder weniger verschoben.

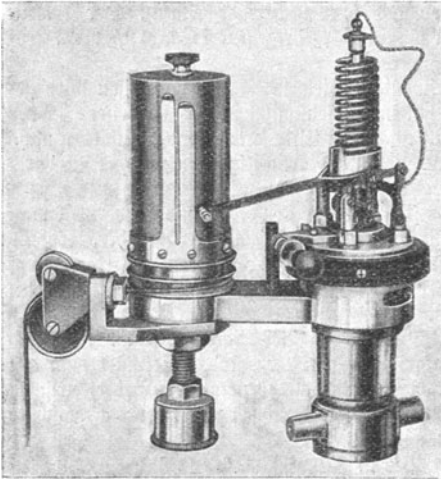


Fig. 140. Indikator der Masch. A.-G., Hamburg, mit sichtbar gelagerter Feder.

Diese Verschiebungen werden durch eine Schreibvorrichtung auf eine Papierrolle, die, wie der Dampfmaschinenkolben, vor- und rückwärts läuft, in Form einer geschlossenen Kurve, genannt Schaulinie oder Indikator diagramm, aufgezeichnet. Aus letzterem kann man demnach die Verteilung des Dampfes im Dampfmaschinenzylinder ersehen, auf etwaige Mängel der Steuerung schließen und nötigenfalls deren Verbesserung veranlassen. Aus dem Diagramm wird ferner der im Dampfzylinder wirkende mittlere Dampfdruck festgestellt, mittels

dessen die Leistung der Dampfmaschine in Pferdestärken (s. d.) berechnet wird. Fig. 139 zeigt das normale Diagramm einer Einzylinder-Auspuffmaschine. Zu den angegebenen Abschnitten kommt die Voreintrittsperiode des Dampfes, die sich jedoch in den meisten Diagrammen nicht oder nur sehr wenig bemerkbar macht, weil sie kurz vor der Totlage erfolgt.

Kalorie ist die Wärmemenge, die man braucht, um 1 Kilogramm = 1 Liter Wasser um 1° Celsius zu erwärmen. Man bezeichnet sie als Wärmeeinheit. Wenn man sagt: 1 Kilogramm Kohle enthält 6500 Wärmeeinheiten, so heißt das: mit 1 Kilogramm Kohle kann man 6500 Kilogramm = $6\frac{1}{2}$ Kubikmeter Wasser von beispielsweise 20° Celsius auf 21° Celsius erwärmen.

Kompression ist die Zusammendrückung oder die Verdichtung eines Stoffes durch Druck. Unter Kompression im Dampfmaschinenzylinder versteht man das

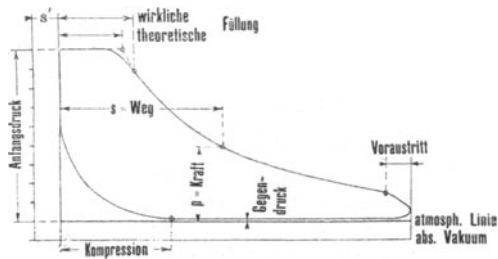


Fig. 141. Indikator diagramm (aus Seufert).

Zusammendrücken des expandierten Dampfes am Hubende durch den Kolben auf die ungefähre Spannung des eintretenden Dampfes.

Kohäsion. Man nimmt an, daß die Körper, Flüssigkeiten und Gase aus unendlich kleinen Teilen — den Molekülen — zusammengesetzt sind, welche durch eine gewisse gegenseitige Anziehungskraft — die Kohäsionskraft — zusammengehalten werden. Sie ist am größten bei festen Körpern, da sie jederzeit ihre starre Form beibehalten. Geringer ist sie bei den Flüssigkeiten, da sie beim Ausgießen in einer dünnen Schicht breit laufen. Je dünnflüssiger ein Schmieröl ist, um so kleiner ist daher seine Kohäsionskraft. Nicht vorhanden ist die Kohäsion bei Gasen, da ihr Ausdehnungsvermögen unbegrenzt ist. Schmieröle sollen hinreichend dünnflüssig sein, also keine zu große Kohäsionskraft besitzen, damit sie in die Poren und feinen Unebenheiten der Gleitflächen eindringen. Sie dürfen aber nicht zu leichtflüssig sein, weil dann die Adhäsion abnimmt.

Kondensieren heißt: durch Abkühlen verdichten. Wird Dampf von beispielsweise 6 Atmosphären Druck in einer Rohrleitung durch kalte Zugluft abgekühlt, so verdichtet sich ein Teil davon zu Wasser; gleichzeitig fällt die Dampfspannung. Das aus dem Dampfe ausgeschiedene Wasser nennt man Kondenswasser. Bei den Einspritzkondensationen an Dampfmaschinen wird der Abgangsdampf aus dem letzten Zylinder durch einspritzendes Wasser niedergeschlagen (kondensiert). Das Einspritzwasser nennt man Kondensationswasser.

Kofille heißt eigentlich Muschel. Man versteht im Maschinenbau darunter eine eiserne Gießform zur Erzeugung von Hartguß. Damit die Kofistäbe eine harte Oberfläche bekommen, gießt man sie nicht in Sandformen, sondern in eisernen Formen — Kofillen — ab, wo sich das flüssige Eisen schnell abkühlt und infolgedessen härter wird.

Lineares Boreisen ist die Länge, um welche bei den Schiebersteuerungen die Dampfeinlaßkanäle am Zylinder bei der Totlage der Kurbel geöffnet sind.

Oxyde nennt man die Verbindung der Körper mit dem Sauerstoff. Der Rost ist die Verbindung des Eisens mit dem Sauerstoff; er heißt deshalb auch Eisenoxyd. Die meisten Elemente können mehrere verschiedene Verbindungen mit dem Sauerstoff eingehen, also verschiedene Oxyde bilden. Kohlenstoff verbindet sich z. B. beim Verbrennen entweder mit einem oder zwei Teilen Sauerstoff; im ersteren Falle entsteht einfaches Kohlenoxydgas, im zweiten Falle Kohlenensäure oder Kohlendioxyd.

Pferdestärke, abgekürzt PS. oder auch HP. (vom englischen horse-power, sprich hors pauer). Die Leistung der Dampfmaschine wird in Pferdestärken angegeben. Die Maßeinheit der mechanischen Arbeitsleistung ist das Sekundenkilogramm. Letzteres bezeichnet die Arbeit, welche nötig ist, um in einer Sekunde 1 Kilogramm 1 Meter hoch zu heben. Eine Pferdestärke beträgt das 75fache dieser Leistung. Sie vermag also in einer Sekunde 75 Kilogramm 1 Meter oder 1 Kilogramm 75 Meter hoch zu heben.

Die Leistung einer Dampfmaschine wird bestimmt, indem man mit Hilfe des Indikators (siehe diesen) die im Dampfzylinder herrschende mittlere, wirksame Dampfspannung bestimmt. Letztere multipliziert man mit der in Quadratcentimetern ausgerechneten Fläche des Kolbens und der Geschwindigkeit desselben in Metern pro Sekunde.

Pneumatische Nietung ist die Nietung, bei welcher die glühenden Nieten mittels Druckluft zusammengestaucht werden.

Pyrometer heißt wörtlich Feuermesser. Die Pyrometer sind Instrumente zum Messen hoher Temperaturen. Da Quecksilber bei ungefähr 360° Celsius in Dampfform übergeht und sich in der Nähe dieser Temperatur ungleichmäßig ausdehnt, kann man die Temperatur im Kesselfeuer und in den Kesselzügen nicht mehr mit dem gewöhnlichen Quecksilberthermometer messen. Man benützt hierzu Pyrometer, die auf verschiedene Art ausgeführt werden (Quecksilberpyrometer mit gespannter Kohlensäure, Luftpyrometer usw.).

Receiver (englisch, sprich Reziwer), siehe Fig. 69, 79.

Tachograph (griechisch). Apparat mit Schreibvorrichtung, mittels dessen die Schwankungen der Umlaufzahl von Dampfmaschinen und Dampfturbinen auf einen Papierstreifen aufgezeichnet werden.

Tachometer (Geschwindigkeitsmesser) ist ein Apparat mit einer Zeigevorrichtung, welche die jeweilige Umdrehungszahl von Maschinen anzeigt und nicht nur an Dampfmaschinen und Dampfturbinen, sondern auch an Werkzeugmaschinen, Drehbänken, Bohrmaschinen usw. zur sofortigen Ableseung der Umdrehungszahl und der Schnittgeschwindigkeit benützt wird.

Thermometer heißt wörtlich Wärmemesser, ist ein Instrument, mit dem wir messen, wie hoch die Wärme in einem Körper, in einer Flüssigkeit oder in einem Gase angestiegen ist (Temperatur). Es besteht aus einer engen, luftleeren, zum Teil mit Quecksilber angefüllten Glasröhre, die unten eine angeblasene Kugel hat. Besondere Punkte (Fundamentalepunkte) sind der Eispunkt und der Siedepunkt des Wassers. Die Strecke zwischen beiden ist beim Thermometer von Réaumur in 80, beim Thermometer von Celsius in 100 gleiche Teile — Grade — eingeteilt. Die Einstellung des Thermometers beruht auf der Ausdehnung des Quecksilbers durch Wärme. Die Grade über dem Null- oder Eispunkt bezeichnet man mit + (plus), diejenigen unter dem Nullpunkt mit — (minus). Bei -40° Celsius wird das Quecksilber fest. Für sehr niedrige Temperaturen benützt man daher Weingeistthermometer (siehe Pyrometer).

Vakuum heißt Luftleere. Die Vakuummeter sind Vorrichtungen zum Messen der Luftleere. Die zum Messen des Vakuums in den Kondensationsanlagen der Dampfmaschinen benützten Vakuummeter sind entweder nach Art der Manometer gebaut, oder man benützt auch Barometer mit einer Quecksilbersäule, wobei der luftleere oder luftverdünnte Raum der Kondensationsanlage der Dampfmaschine mit dem oberen Ende der Barometerröhre durch ein Rohr oder einen Gummischlauch verbunden ist.

Viskosität (lateinisch) bedeutet die Klebrigkeit oder Zähflüssigkeit des Schmieröles (s. d.).

Volumen bedeutet Rauminhalt. Ein Körper ist voluminös, d. h. er nimmt viel Platz ein.

Wärme. Wesen der Wärme siehe unter Hypothese. Die Wärme dehnt die Körper, Flüssigkeiten und Gase aus. Man unterscheidet lineare und kubische Ausdehnung. Die lineare Ausdehnung eines Körpers ist eine Ausdehnung nach nur einer Richtung, bei einer Transmissionswelle in der Längsrichtung. Die kubische Ausdehnung (von Kubus, d. i. der Würfel) ist die Ausdehnung nach allen drei Richtungen im Raume. (Die Transmissionswelle wird länger und dicker bei der Erwärmung, oder ein Würfel dehnt sich in der Länge, Breite und Höhe aus.) Die Ausdehnung der einzelnen Metalle usw. ist verschieden groß. Messing dehnt sich bei gleicher Erwärmung wesentlich mehr aus als Gußeisen.

Ist bei einem Hahne das Gehäuse aus Gußeisen, der Hahnegel aber aus Messing angefertigt, so würde sich letzterer, falls er zu fest in das Hahngehäuse eingesetzt wird, bei seiner Erwärmung infolge seiner größeren Ausdehnung sehr schwer oder gar nicht drehen lassen. In der nachstehenden Tabelle ist für einige Stoffe angegeben, wieviel Millimeter sich ein Stab von 1 Meter Länge verlängert, wenn er um 100° Celsius erwärmt wird. Die räumliche (kubische) Vergrößerung ist das Dreifache der angeführten Zahlen. Beim Erfalten ziehen sich die Stäbe um dasselbe Maß zusammen.

Stoffe	1 Meter Länge nimmt zu um Millimeter	Stoffe	1 Meter Länge nimmt zu um Millimeter
Aluminium.	2,34	Kupfer.	1,87
Blei	2,85	Messing	1,88
Gußeisen.	1,08	Bronze	1,80
Stahl	1,12	Glas	0,6—0,9
Schmiedeeisen.	1,21	Hartgummi	8

Spezifische Wärme heißt die jedem Stoffe eigentümliche Wärme. Man versteht hierunter die Wärmemenge, die einem Kilogramm eines Körpers, einer Flüssigkeit oder eines Gases zugeführt werden muß, um die Temperatur desselben um 1° Celsius zu erhöhen. Bei Wasser beträgt sie 1 Wärmeinheit, bei Eisen 0,115, bei Kupfer 0,094 Wärmeinheiten.

Schmelzwärme, Flüssigkeitswärme, Verdampfungswärme siehe Abschnitt VIII der Heizerchule.

Die Heizerschule. Vorträge über die Bedienung und die Einrichtung von Dampfkesselanlagen mit einem Anhang über Niederdruckkessel für Heizungsanlagen. Von Regierungsgewerberat **F. D. Morgner**, Leiter der Heizer- und Maschinenteile in Chemnitz. Dritte, umgearbeitete und vervollständigte Auflage. Mit 158 Textfiguren. 1921.

3 Goldmark / 0,75 Dollar

Aus den zahlreichen Besprechungen:

... Es werden in diesem Buche nicht nur die einzelnen Dampfkessel- und Feuerungsarten einschließlich aller Nebeneinrichtungen, sondern auch die verschiedenen Brennstoffe, ihre Eigenschaften und ihr Verhalten im Feuer, behandelt. Ebenso erhält der Heizer Aufschluß über den Verbrennungsvorgang und die zu seiner Kontrolle bestehenden Einrichtungen. Am Schlusse des Buches wurde dann auch noch der Bauart und Bedienung der Niederdruck-Dampfkessel eine eingehendere Besprechung zuteil. Das vorliegende Werk enthält in überaus klarer und volkstümlicher Darstellung, die noch durch eine Reihe instruktiver Abbildungen unterstützt wird, alles das, was für einen gefahrlosen, störungsfreien und wirtschaftlichen Dampfkesselbetrieb erforderlich ist. Es ist nicht nur ein vorzügliches Lehrbuch für den Heizer, sondern auch ein guter Ratgeber für den Dampfkesselbesitzer und den Betriebsleiter.

„Zeitschrift des Österr. Ing.- und Arch.-Vereins.“

F. Lehner, Die Dampfkessel. Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauhörschulen und Techniken sowie für Ingenieure und Techniker. Siebente, erweiterte Auflage von **D. Heinrich**, Studentrat an der Beuthschule zu Berlin. Mit 467 Textabbildungen und 14 Tafeln. 1923.

Gebunden 8,40 Goldmark / Gebunden 2 Dollar

Hochleistungskessel. Studien und Versuche über Wärmeübergang, Zugbedarf und die wirtschaftlichen und praktischen Grenzen einer Leistungssteigerung bei Großdampfkesseln nebst einem Überblick über Betriebserfahrungen. Von Dr.-Ing. **Hans Thoma** in München. Mit 65 Textfiguren. 1921. Gebunden 6,50 Goldmark / Gebunden 1,55 Dollar

Taschenbuch für den Maschinenbau. Unter Mitwirkung von Fachleuten herausgegeben von Professor **H. Dubbel**, Ingenieur, Berlin. Vierte, verbesserte Auflage. Mit etwa 2800 Textfiguren. In zwei Bänden.

Erscheint Ende 1923

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes mit einem Anhang über allgemeine Wärmetechnik. Von Dr.-Ing. **Georg Herberg**, Vorstandsmitglied der Ingenieurgesellschaft für Wärmewirtschaft A.-G., Stuttgart. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 62 Textabbildungen, 91 Zahlentafeln sowie 48 Rechnungsbeispielen. 1922.
Gebunden 9 Goldmark / Gebunden 2,15 Dollar

Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges. Ein Lehrbuch für Praxis und technische Forschung. Von Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**, Oberingenieur an der Bayerischen Landeskohlenstelle. Mit 78 Textfiguren. 1921.
7 Goldmark / 1,65 Dollar

Technische Wärmelehre der Gase und Dämpfe. Eine Einführung für Ingenieure und Studierende. Von **Franz Seufert**, Studienrat a. D., Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 26 Textabbildungen und 5 Zahlentafeln. 1923.
1,80 Goldmark / 0,45 Dollar

Verbrennungslehre und Feuerungstechnik. Von **Franz Seufert**, Studienrat a. D., Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 19 Abbildungen, 15 Zahlentafeln und vielen Berechnungsbeispielen. 1923.
2,60 Goldmark / 0,65 Dollar

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen, Dampfkesseln, Dampfturbinen und Verbrennungskraftmaschinen. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Studienrat Oberingenieur **Franz Seufert**. Sechste, erweiterte Auflage. Mit 52 Abbildungen. 1921.
3,50 Goldmark / 0,85 Dollar

Bau und Berechnung der Dampfturbinen. Eine kurze Einführung von **Franz Seufert**, Studienrat a. D., Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 54 Textabbildungen. 1923.
2 Goldmark / 0,50 Dollar

Bau und Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen. Eine Einführung von **Franz Seufert**, Studienrat a. D., Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 94 Textabbildungen und 2 Tafeln. 1922.
2,60 Goldmark / 0,60 Dollar

Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und Konstrukteure. Von Professor **Heinrich Döbel**, Ingenieur. Sechste, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 566 Textabbildungen. 1923. Gebunden 11 Goldmark / Gebunden 2,70 Dollar

Das Kupferschweißverfahren insbesondere bei Lokomotiv-Feuerbüchsen. Eine Anleitung von Regierungsbaurat **Adolf Bothe**, Leiter der Betriebsabteilung für Lokomotiven beim Reichsbahn-Ausbesserungswerk Grunewald. Mit 22 Textabbildungen. 1923.

1,60 Goldmark / 0,40 Dollar

Maschinenelemente. Leitfaden zur Berechnung und Konstruktion für technische Mittelschulen, Gewerbe- und Werkmeisterschulen sowie zum Gebrauche in der Praxis. Von Ingenieur **Hugo Krause**. Vierte, vermehrte Auflage. Mit 392 Textfiguren. 1922.

Gebunden 7,50 Goldmark / Gebunden 1,80 Dollar

Leitfaden der Werkzeugmaschinenkunde. Von Professor Dipl.-Ing. **H. Meyer**, Magdeburg. Zweite, neubearbeitete Auflage. Mit 330 Textfiguren. 1921.

4 Goldmark / 1 Dollar

Technische Thermodynamik. Von Professor Dipl.-Ing. **W. Schüle**.
Erster Band: Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen. Vierte, neubearbeitete Auflage. Mit 225 Textfiguren und 7 Tafeln. Berichtigter Neudruck. 1923.

Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3,60 Dollar

Zweiter Band: Höhere Thermodynamik mit Einschluß der chemischen Zustandsänderungen nebst ausgewählten Abschnitten aus dem Gesamtgebiet der technischen Anwendungen. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 228 Textfiguren und 5 Tafeln. 1923.

Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3,60 Dollar

Leitfaden der technischen Wärmemechanik. Kurzes Lehrbuch der Mechanik der Gase und Dämpfe und der mechanischen Wärmelehre. Von Professor Dipl.-Ing. **W. Schüle**. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 93 Textfiguren und 3 Tafeln. 1922.

5 Goldmark / 1,20 Dollar

Leitfaden der Mechanik für Maschinenbauer. Mit zahlreichen Beispielen für den Selbstunterricht. Von Dr.-Ing. **Karl Laudien**, Professor der Staatlichen Höheren Maschinen Schule in Breslau. Mit 229 Textfiguren. 1921.

5,60 Goldmark / 1,35 Dollar

Technische Elementar-Mechanik. Grundsätze mit Beispielen aus dem Maschinenbau. Von Dipl.-Ing. **Rudolf Vogdt**, Professor an der Staatlichen Höheren Maschinenbau Schule in Aachen, Regierungsbaumeister a. D. Zweite, verbesserte und erweiterte Auflage. Mit 197 Textfiguren. 1922.

2,50 Goldmark / 0,65 Dollar

Lehrbuch der Mathematik. Für mittlere technische Fachschulen der Maschinenindustrie. Von Professor Dr. **R. Neuendorff**, Oberlehrer an der Staatlichen Höheren Schiff- und Maschinenbau Schule, Privatdozent an der Universität Kiel. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 262 Textfiguren. 1919.

Gebunden 6 Goldmark / Gebunden 1,75 Dollar

Die Eisenbahn-Sicherungsanlagen. Ein Lehr- und Nachschlagebuch zum Gebrauch in der Praxis, im Bureau und bei der Vorbereitung für den technischen Eisenbahndienst, sowie für den Unterricht und die Übungen an technischen Lehranstalten. Von **Karl Beder**, Technischer Eisenbahn-Obersekretär, Darmstadt. Mit 291 Abbildungen, einer Verschußtafel und einem Sachregister. gr. 8°. 1920.

Gebunden 6 Goldmark / Gebunden 1,50 Dollar

Die Schule des Lokomotivführers. Von Eisenbahndirektor z. D. **J. Brosius** (Hannover) und Oberinspektor **R. Koch**. Preisgekrönt von dem Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen. Vierzehnte, neu bearbeitete Auflage von Regierungsbaurat **Hans Nordmann** (Berlin). 1. Abtheilung: Mechanik und Wärmelehre — Der Lokomotivkessel und seine Ausrüstung — Geschichte der Lokomotive. Mit 246 Abbildungen im Text. 8°. 1923.

Gebunden 3,50 Goldmark / Gebunden 0,85 Dollar

Die Heizerprüfung. Ein Hilfsbuch für Lokomotiveheizer und Lokomotiveheizeranwärter. Von **H. Fassold**. Achte, verbesserte Auflage. Bearbeitet von **A. Kosta**, Eisenbahnwerkstätten-Vorsteher (Berlin). 48 Seiten kl. 8°. 1921.

Brochüriert 0,60 Goldmark / Brochüriert 0,20 Dollar

Katechismus für den Bahnwärter-Dienst. Ein Lehr- und Nachschlagebuch für Blockwärter, Bahnwärter, Schrankenwärter und Kottenführer. Von **E. Schubert**. Vierzehnte Auflage. Nach den neuesten Vorschriften ergänzt durch Oberbaurat **A. Denide**, Mitglied der Eisenbahndirektion Köln. Mit 28 zum Teil farbigen Abbildungen im Text und auf 2 (1) farb. Tafel. kl. 8°. 1920.

Gebunden 1,50 Goldmark / Gebunden 0,40 Dollar

Katechismus für den Schaffner- und Bremser-Dienst. Ein Lehr- und Nachschlagebuch für Schaffner bei Personenzügen und bei Güterzügen (Bremsen), Wagenaufseher, Wagenmeister und deren Anwärter. Von **E. Schubert**. Siebente Auflage. Nach den neuesten Vorschriften ergänzt durch Oberbaurat **A. Denide**, Mitglied der Eisenbahndirektion Köln. Mit 113 zum Teil farbigen Abbildungen im Text und 1 Tafel. kl. 8°. 1920.

Gebunden 1,50 Goldmark / Gebunden 0,40 Dollar

Katechismus für den Weichensteller-Dienst. Ein Lehr- und Nachschlagebuch für Stellwerkswärter, Weichensteller, Hilfsweichensteller und Kottenführer. Von **E. Schubert**. Vierundzwanzigste Auflage. Nach den neuesten Vorschriften ergänzt durch Oberregierungsbaurat **R. Brabandt**, Mitglied der Eisenbahndirektion in Köln. Mit 108 Abbildungen. kl. 8°. 1923.

Gebunden 1,50 Goldmark / Gebunden 0,40 Dollar