



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299092





# Leitfaden

des

# Maschinenbaues

für

Vorträge sowie zum Selbststudium

für angehende Techniker, Maschinenzeichner, Constructeure  
und technische Beamte industrieller Etablissements.

Von

**Josef Pechan,**

Ritter des Franz Josef-Ordens,

Maschinen Ingenieur, Professor für Maschinenbau, Maschinenzeichnen und mechanische Technologie  
und Fachvorstand der mechanisch-technischen Abtheilung der k. k. Staatsgewerbeschule in Reichenberg,  
s. B. Chef-Ingenieur der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik in Wien und der inter-  
nationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883, etc. etc.

Erste Abtheilung:

Maschinen zur Ortsveränderung, Pressen und Accumulatoren.

Dritte verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 122 in den Text gedruckten Holzschnitten und 33 lithographierten Tafeln.

*F. Nr. 20141*



Reichenberg.

Verlag von J. Fritzsche.

1892.

*74/10*

*72*

W a s i n s t a n z

Alle Rechte vorbehalten.

115436



Akc. Nr. 5198 50

## Vorwort zur ersten Auflage.

Zweck dieses „Leitfadens“ ist es, gedrängt und in möglichst kurzer Fassung alles das zusammenzustellen und zu erläutern, dessen Kenntnis und handliche Zusammenstellung für ausübende technische Beamte industrieller Etablissements, Maschinenzehner und Constructeure nothwendig erscheint, um sie bei ihren Arbeiten im Dienste der Praxis zu leiten, insoweit es die hier abgehandelten, in der gewerblichen und Fabriks-Industrie angewendeten Maschinen des sogenannten allgemeinen Maschinenbaues betrifft; vor Allem aber bezweckte der Verfasser hiermit, seinen Schülern für den Unterricht im Maschinenbau und Maschinen-Constructiionszeichnen ein geeignetes Lehrbuch zu bieten.

Es war sonach bei der Ausarbeitung dieses „Leitfadens“, welchem der Verfasser in seinem Unterrichte folgte und diesem angemessen zusammenstellte, zweierlei im Auge zu behalten, erstens die Kenntnis und das Verständniß der behandelten Maschinen zu schaffen und den Leitfaden für die Handhabung derselben zu bieten, und zweitens den Leitfaden zu bieten für die constructive Darstellung von Maschinen und deren einzelne Theile, sowohl behufs Herstellung von cotierten Arbeitszeichnungen, beziehungsweise Detailzeichnungen in Naturgröße, für die Ausführung der Maschinen, als auch behufs Anfertigung zusammengestellter Zeichnungen, sogenannter „Zusammenstellungen“ in kleinem Maßstabe für die Zwecke der Montierung und der Offertstellung auf neu zu erbauende Maschinen.

Es erscheinen deshalb sowohl cotierte Detailzeichnungen, als auch nur in den Hauptmaßen cotierte Zusammenstellungen und endlich gar nicht cotierte Ansichtsfiguren im „Leitfaden“.

Bei der Schraffirung der Querschnitte ist darauf Rücksicht genommen, daß solche auch im Vortragsunterrichte an der Tafel

und bei freien Skizzen und Aufnahmen ebenfalls auszuführen ist. Es wurde deshalb die einfachste Schraffierungsart, dünne, ziemlich weit abstehende Linien für das am häufigsten vorkommende Material, d. i. Gusseisen, gewählt; für Schmiedeisen etwas näher gerückte dünne Linien; für das seltener vorkommende Metall, d. i. Rothguss, abwechselnd voll und gestrichelt gezogene dünne Linien; endlich für das am seltensten vorkommende Material, d. i. Stahl, abwechselnd dünne und dicke Linien.

Gleichartige Maschinen sind stets gruppenweise zusammengefaßt so behandelt, daß zuerst der Zweck und die Arten einer Gruppe erläutert, sodann die Haupttheile jeder einzelnen Maschine festgestellt und deren Dimensionen bestimmt werden und endlich die Herstellung besprochen wird. Letztere kommt jedoch nur insoweit in Betracht, als es jeweilig, mit Rücksicht auf die vorausgesetzte Kenntniss der Maschinenelemente und ihrer Herstellung, unbedingt erforderlich erscheint. Diese aber ist durch das ausgezeichnete Werk „Die Maschinenfabrication“ von H. v. Reiche, sowie durch das wohl schon zum Gemeingut der Constructeure gewordene Handbuch „Der Constructeur“ von F. Reuleaux in weitgehendem Maße geboten.

Detailconstructions von Maschinenbestandtheilen sind wegen ihres Zusammenhanges mit der Maschine, je nach Erfordernis wohl überall dort, aber auch nur dort aufgenommen, wie dies der Zweck dieses „Leitfadens“ bedingt.

Die theoretische Aufstellung und Ableitung von Formeln ist Gegenstand der Mechanik und theoretischen Maschinenlehre. Der Maschinenbau dagegen hat die Aufgabe, theoretisch aufgestellte und empirische Formeln bei Lösung praktischer Fragen zur Anwendung zu bringen, um mit Hilfe derselben, unter stetiger Berücksichtigung vorliegender Erfahrungen, rationell zu dimensionieren und zu construieren. Solche Formeln sind überall eingestellt, wo deren Anwendung angezeigt erschien; hinsichtlich ihrer Aufstellung und Ableitung aber ist nur dort etwas beigelegt, wo es das Verständniss des Gegenstandes unbedingt fordert. Längere Erläuterungen in letzterer Beziehung sind in besonderen Notizen mit kleinerem Text gedruckt, um die Übersichtlichkeit nicht zu stören.

Die bei den Berechnungen und zur Dimensionierung benützten Formeln sind — den Erfahrungen des Verfassers entsprechend, welcher selbst acht Jahre in verantwortlicher Stellung in der Praxis des

Maschinenbaues thätig war, und seither als Professor des Maschinenbaues an der k. k. Staatsgewerbeschule in Reichenberg, mit der Praxis in innigem Contact geblieben — mit Rücksicht auf den Zusammenhang der Maschinenbestandtheile, möglichst specialisirt und so für die unmittelbare Anwendung vorbereitet. Die der Specialisirung zugrunde liegenden Voraussetzungen sind guten Ausführungen entsprechend, gleich den Formeln selbst beigelegt. Längere Entwicklungen, die sich hierbei ergeben, sind ebenfalls aus dem Text herausgehoben und in besonderen Noten mit kleinerem Drucke abgehandelt. Die Beanspruchungen des Constructionsmaterials  $S$  in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt sind mehrfach den eigenen vielfachen Erfahrungen des Verfassers entnommen und zeigen einige Abweichungen von den bezüglichen Angaben in v. Reiche's „Maschinenfabrication“ und Reuleaux's „Constructeur“. Übrigens liegt es selbstverständlich nicht in der Aufgabe dieses „Leitfadens“ selbständig Neues zu bieten, sondern es genügt völlig, daß nur bewährte Constructionen und Ausführungen der Praxis in das Bereich der Behandlung gezogen erscheinen.

In Fällen, wo der Bezug auf die maßgebende Autorität Erfordernis war, sind die Autoren zur Stelle benannt. Im allgemeinen sei jedoch hiermit auf den am Schluß beigelegten Literaturnachweis hingewiesen, welcher die vom Verfasser benützten Werke enthält und dem strebsamen Leser auch zu eingehenderem Studium dienlich sein dürfte.

In vielen Fällen hat sich der Verfasser an die Vorträge seines hochgeschätzten Lehrers, des Herrn Professors Hofrath Rudolf Grimus Ritter von Grimburg, gehalten, welche ihn auch in erster Linie bei seinen Ausführungen in der Praxis leiteten.

Die Figuren sind, wo es erforderlich schien, selbst mit den in den Formeln benützten Buchstaben cotiert.

Die Benennungen der einzelnen mit Buchstaben bezeichneten Theile sind den Figuren selbst beigelegt, weil hierdurch Form und Benennung gleichzeitig und unmittelbar die Vorstellung fördern und überdies weitläufige Beschreibungen erspart werden.

Im Hinblick auf den hohen praktischen Wert der Kenntnis von gebräuchlichen Constructionen und Constructionsdetails, welche durch die Zeichnung dargestellt, sich selbst zur Vorstellung bringen, und sohin mit ganz kurzen Erläuterungen verständlich werden, wurde denselben große Sorgfalt zugewendet, sowohl hinsichtlich ihrer, dem Zwecke dieses

„Leitfaden des Maschinenbaues“ und dem heutigen hohen Stande des Maschinenbaues und der Maschinenverwendung entsprechenden Vollständigkeit in engem Rahmen und zweckmäßiger Auswahl, als auch hinsichtlich der erforderlichen Dimensionsbestimmung.

Bei den ziffermäßigen Ausrechnungen der Zahnräderdimensionen ist durchwegs die mit Rücksicht auf die Ausführungen in der Praxis so sehr empfehlenswerte Festsetzung der Theilungen nach ganzen Stückzahlen ( $t : \pi$ ) durchgeführt, welche ganze Zahlen für die Durchmesser ergibt und für die Achsenentfernungen höchstens halbe Millimeter aufweist, die noch stets sicher am Maßstab abzustechen sind. Ferner sind die Schrauben nach Whitworths Scala und die Durchmesser der Wellen, Achsen und Bolzen auf Kalibermaße nach der vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Scala abgerundet. Das Zeichen  $\sim$  für die Abrundung ist aus Reuleauxs „Constructeur“ entnommen. Die zahlreichen durchgerechneten Beispiele lassen leicht eben so viele ähnliche Aufgaben zur Lösung aufstellen und dürften deshalb auch anderwärts bei Benützung dieses „Leitfadens“ als Lehrbuch für den Unterricht im Maschinenbau, sich als sehr zweckmäßig erweisen. Dieselben sind durchwegs praktischen Ausführungen entsprechend und die bezüglichen Figuren nach der Berechnung construirt.

Wöchte es gelungen sein, mit diesem Leitfaden das Richtige zu treffen und dem thatsächlich vorhandenen Bedürfnisse eines solchen, beim Unterricht im Maschinenbau an technischen Lehranstalten und in der Maschinenbaupraxis, zu entsprechen und möchte er sohin freundliche Aufnahme und nachsichtige Beurtheilung finden.

Reichenberg, im Mai 1882.

Der Verfasser.

## Vorwort zur dritten Auflage.

Die rasche Verbreitung, welche die früheren Auflagen gefunden, läßt darauf schließen, daß sich der Verfasser keiner Täuschung hingab, als er die Erwartung aussprach, daß mit diesem Leitfaden einem thatsächlich vorhandenen Bedürfnisse nicht nur in der Schule, sondern auch in der Praxis entsprochen wurde.

Bei Bearbeitung der dritten Auflage hat der Verfasser nur dort Änderungen vorgenommen, wo sich solche der Vollständigkeit wegen oder aufgrund neuerer Erfahrungen, als nothwendig erwiesen haben.

Für die abgekürzten Bezeichnungen der Flächen- und Volumen-Maße wurde wie in der zweiten Auflage die gegenwärtig auch schon in der Praxis gebräuchliche neuere Schreibweise angewendet, z. B.  $1 \text{ mm}^2 = \text{Quadratmillimeter}$  statt  $1 \text{ qmm}$ ;  $1 \text{ m}^3 = 1 \text{ Cubikmeter}$  statt  $1 \text{ kbm}$ ;  $1 \text{ kg/mm}^2 = 1 \text{ Kilogramm pro 1 Quadratmillimeter}$  statt  $1 \text{ kg/qmm}$ . Ebenso wurde die zutreffendere Ausdrucksweise und Bezeichnung  $1 \text{ PS} = 1 \text{ Pferdestärke}$  statt der sonst noch gebräuchlichen, aus dem englischen herrührenden Bezeichnung  $1 \text{ HP} = 1 \text{ Pferdekraft}$  überall angewendet.

Die Tafeln wurden sämmtlich nach den revidierten Originalen hergestellt und die Zahl derselben um 7 vermehrt. Dem Zwecke des Buches entsprechend wurde eine Anzahl Textfiguren durch constructive Darstellungen auf den Tafeln ersetzt, dagegen aber eine ebenso große Anzahl neu aufgenommen. Das Capitel „Pumpen“ erfuhr eine Bereicherung durch Aufnahme der als Pumpen zur Wasserhebung, sowie als Speisepumpen bereits häufig angewendeten Worthington-Dampfpumpen und der Peniger Patent-Rotationspumpe.

Reichenberg, im October 1891.

Der Verfasser.



# Inhalt.

	Seite
Einleitung . . . . .	1
Erste Abtheilung.	
<b>Maschinen zur Ortsveränderung.</b>	
Vorbemerkung . . . . .	7
<b>I. Die Sperrwerke.</b>	
1. Zweck und Arten der Sperrwerke . . . . .	7
2. Haupttheile der Sperrwerke . . . . .	9
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	10
Beispiele . . . . .	19
4. Herstellung der Sperrwerke . . . . .	22
<b>II. Die Bremswerke.</b>	
1. Zweck und Arten der Bremswerke . . . . .	24
2. Haupttheile der Bremswerke . . . . .	26
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	27
Beispiele . . . . .	33
4. Herstellung der Bremswerke . . . . .	36
<b>III. Die Flaschenzüge.</b>	
1. Zweck und Arten der Flaschenzüge . . . . .	37
2. Haupttheile der Flaschenzüge . . . . .	38
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	44
Beispiele . . . . .	52
4. Herstellung der Flaschenzüge . . . . .	54
<b>IV. Die Winden.</b>	
1. Zweck und Arten der Winden . . . . .	55
2. Haupttheile der Winden . . . . .	61
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	75
Beispiele über die einfache Schraubenwinde . . . . .	78
Beispiele über die Schraubenwinde mit Kegeltäderantrieb . . . . .	84

	Seite
Beispiele über die Schraubenwinde mit Schneckenantrieb . . . . .	89
Beispiele über die Zahnstangenwinde . . . . .	94
Beispiele über die Trommelwinden . . . . .	100
4. Herstellung der Winden . . . . .	106
<b>V. Die Krähne.</b>	
1. Zweck und Arten der Krähne . . . . .	111
2. Haupttheile der Krähne . . . . .	111
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	129
Beispiele über das Krähwindwerk . . . . .	130
Beispiele über das Krähngerüste . . . . .	144
Beispiele über das Krähfundament . . . . .	152
4. Herstellung der Krähne . . . . .	155
<b>VI. Die Pumpen.</b>	
1. Zweck und Arten der Pumpen . . . . .	156
2. Haupttheile der Pumpen und Wirkungsart derselben . . . . .	157
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	230
Beispiele über Kolbenpumpen . . . . .	248
Beispiele über Dampfpumpen . . . . .	259
Beispiele über Injectoren . . . . .	263
Beispiele über Pulsometer . . . . .	266
Beispiele über Centrifugalpumpen . . . . .	268
Beispiele über Luftpumpen . . . . .	269
4. Herstellung der Pumpen . . . . .	270
<b>VII. Die Pressen.</b>	
1. Zweck und Arten der Pressen . . . . .	273
2. Haupttheile der Pressen . . . . .	274
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	285
Beispiele . . . . .	288
4. Herstellung der Pressen . . . . .	298
<b>VIII. Die Accumulatoren.</b>	
1. Zweck und Arten der Accumulatoren . . . . .	300
2. Haupttheile der Accumulatoren . . . . .	300
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	302
4. Herstellung der Accumulatoren . . . . .	303
Literaturnachweis . . . . .	305

## Verzeichniss der Tabellen.

	Seite
Tabelle der specifischen Gewichte . . . . .	3
Tabelle für Sperräder . . . . .	14
Tabelle für schmiedeeiserne Wellen . . . . .	18
Tabelle der Schrauben nach Whitworths Scala . . . . .	20
Tabelle des Wirkungsgrades für die gewöhnlichen Flaschenzüge . . . . .	45
Tabelle für Hanfseile . . . . .	46
Tabelle für Ketten . . . . .	47
Tabelle für Flaschenzüge nach Westons Patent . . . . .	50
Tabelle des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde . . . . .	77
Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder . . . . .	81
Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle . . . . .	81
Tabelle für gusseiserne Zahnräder . . . . .	84
Tabelle des Wirkungsgrades der Windentrommel . . . . .	95
Tabelle der Wechselräder zum Schraubenschneiden . . . . .	107
Tabelle der T-Profile . . . . .	141
Tabelle der C-Profile . . . . .	142
Tabelle der I-Profile . . . . .	143
Tabelle für die Profile der gleichschenkligen Winkel . . . . .	144
Tabelle der $\Omega$ -Profile . . . . .	145
Tabelle der Pumpen mit Riemenantrieb nach Fig. 58, Text . . . . .	170
Tabelle der Dampfpumpen nach Fig. 59, Text . . . . .	171
Tabelle der Dampfpumpen nach Fig. 63, Text . . . . .	179
Tabelle der Riemenscheiben und Riemen . . . . .	242
Tabelle der Dampfpumpen nach Fig. 62 und 64, Text . . . . .	256
Tabelle der Pulsometer . . . . .	265



## Einleitung.

---

Den Gegenstand dieses Leitfadens bilden diejenigen Maschinen, welche in den Rahmen des sogenannten allgemeinen Maschinenbaues fallen. Überdies ist die Construction der Werkzeugmaschinen insoweit behandelt, als dem Verfasser aufgrund seiner mehrjährigen Praxis im Werkzeugmaschinenbau die Zurechtlegung von Constructionsregeln gelungen ist und dem Erfordernis dieses Leitfadens entspricht. Gasmotoren und Heißluftmaschinen, welche dermalen noch wesentlich nur nach speciellen Erfahrungen dimensioniert werden und in speciellen patentierten Typen zur Ausführung gelangen, sowie die Wassermotoren mit hin- und hergehenden Kolben (Wasserdruckmaschinen) sind nur hinsichtlich ihres Zweckes, ihrer Arten, ihres Verwendungsgebietes und ihrer Haupttheile behandelt. Das Capitel „Anlage und Montierung der Transmission“ behandelt die Transmission als ein besonderes Ganzes. Die Sperr- und Bremswerke, welche als besondere Constructionstheile bei den Aufzugmaschinen, Werkzeugmaschinen und Transmissionen vorkommen, sind zur Vermeidung von Wiederholungen besonders behandelt und vorausgestellt. Die hydraulischen Pressen und Accumulatoren, welche hinsichtlich ihrer Construction den Pumpen zunächst verwandt, und hinsichtlich ihrer Anwendung mit denselben verknüpft sind, sind an diese angeschlossen und der Vollständigkeit wegen auch die Spindelpressen oder Schraubenpressen in der ersten Abtheilung aufgenommen, welche sohin die Maschinen zur Ortsveränderung, Pressen und Accumulatoren behandelt. Die zweite Abtheilung behandelt die Motoren und die dritte Abtheilung die Werkzeugmaschinen und die Transmission.

Die hier eingehaltenen Maßbezeichnungen sind folgende:

1 Meter = 1 m; 1 Decimeter = 1 dm; 1 Centimeter = 1 cm; 1 Millimeter = 1 mm; 1 m = 10 dm = 100 cm = 1000 mm.

- 1 Kilometer = 1 km; 1 km = 1000 m.  
 1 Quadratmeter = 1 m<sup>2</sup>; 1 Quadratdecimeter = 1 dm<sup>2</sup>; 1 Quadratcentimeter = 1 cm<sup>2</sup>; 1 Quadratmillimeter = 1 mm<sup>2</sup>; 1 m<sup>2</sup> = 100 dm<sup>2</sup> = 10000 cm<sup>2</sup> = 1000000 mm<sup>2</sup>.  
 1 Cubikmeter = 1 m<sup>3</sup>; 1 Cubikdecimeter = 1 dm<sup>3</sup>; 1 Cubikcentimeter = 1 cm<sup>3</sup>; 1 Cubikmillimeter = 1 mm<sup>3</sup>; 1 m<sup>3</sup> = 1000 dm<sup>3</sup>.  
 1 Liter = 1 l; 1 l = 1 dm<sup>3</sup>; 1 Hektoliter = 1 hl; 1 hl = 100 l.  
 1 Kilogramm = 1 kg; 1 Tonne = 1 t; 1 t = 1000 kg;  
 1 Pferdestärke = 1 PS; 1 Meterkilogramm = 1 mk; 1 Calorie = 1 C.  
 1 Kilogramm Druck oder Zug auf 1 Quadratcentimeter = 1 kg/cm<sup>2</sup>;  
 1 Atmosphäre = 1 at; 1 at = 1 kg/cm<sup>2</sup>.  
 1 Kilogramm Druck oder Zug auf 1 Quadratmillimeter = 1 kg/mm<sup>2</sup>;  
 1 at = 0,01 kg/mm<sup>2</sup>.

Bei der Dimensionsbestimmung hinsichtlich der Festigkeit sind die Dimensionen in Millimeter zu Grunde gelegt, nach welchen auch die Zeichnung cotiert wird. Es sind sonach die mit S bezeichneten Beanspruchungen des Materials in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter in Rechnung gestellt.

Bei der Berechnung von Flächendrücken werden die Dimensionen entweder in Centimeter oder auch in Millimeter zu Grunde gelegt und die Drücke pro Flächeneinheit entweder in Kilogramm auf einen Quadratcentimeter, d. i. in Atmosphären oder auch in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter ausgedrückt.\*)

Bei der Berechnung von Flächen hinsichtlich der Arbeitsberechnung, z. B. der Hobelarbeit, Dreherarbeit zc. behufs Accordierung der Arbeitslöhne wird am zweckmäßigsten der Grundpreis pro 1 dm<sup>2</sup> festgestellt und werden sonach die Dimensionen in Decimeter ausgedrückt.

Bei der Gewichts Berechnung wird das Volumen am zweckmäßigsten in Cubikdecimetern berechnet, weil das Gewicht von

\*) Der Druck von einer Atmosphäre gleich 1 kg/cm<sup>2</sup> entspricht einem Barometerstand von 735,5 mm, wogegen der Druck einer nunmehr sogenannten alten Atmosphäre gleich 760 mm Barometerstand, gleich ist: 1,033 kg/cm<sup>2</sup> = 1,033 at. Gegenwärtig ist in Österreich und Deutschland die Atmosphäre gleich 1 kg/cm<sup>2</sup> = 1 at gesetzlich als Maß der Dampfspannung bei Dampfkesseln zugrunde gelegt.

1  $dm^3$  in Kilogramm durch die Zahl des spezifischen Gewichtes\*) dargestellt ist, indem das Gewicht von 1  $dm^3$  Wasser eben die Gewichtseinheit gleich 1  $kg$  dargestellt.

1. Beispiel. Eine auf Zug beanspruchte Rundeisenstange von 25 mm Durchmesser hat 2500  $kg$  Zug auszuhalten, wie groß ist die Beanspruchung des Materials pro 1  $mm^2$  des Querschnittes?

Für den Durchmesser  $d = 25$  mm beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 490,87 \sim 491 \text{ mm}^2$$

und ergibt sich hiermit aus dem totalen Zug  $P = 2500$   $kg$  die Beanspruchung des Materials

$$S = \frac{P}{F} = \frac{2500}{491} = 5,09 \sim 5,1 \text{ kg/mm}^2.$$

2. Beispiel. Der Plungerkolben einer hydraulischen Presse hat 320 mm Durchmesser und der Wasserdruck im Presszylinder beträgt 250  $at$ , wie groß ist der totale Wasserdruck auf den Presskolben?

Für den Durchmesser  $d = 32$   $cm$  beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 804,25 \text{ cm}^2$$

und weil der Wasserdruck  $p = 250$   $at = 250$   $kg/cm^2$  beträgt, so ergibt sich der totale Wasserdruck auf den Presskolben

$$P = F \cdot p = 201062,5 \text{ kg} \sim 201 \text{ t}$$

\*) In folgender Tabelle sind die durchschnittlichen spezifischen Gewichte der wichtigsten Maschinenbau-Materialien zusammengestellt.

#### Tabelle der spezifischen Gewichte.

(Wasser bei 4° C. = 1.)

Buchenholz, trocken . . . . .	0,75.
Eichenholz, " . . . . .	0,69.
Färchenholz, " . . . . .	0,52.
Tannenholz, " . . . . .	0,56.
Holz mit Wasser angefangt, bei Wasserrädern . . . . .	1,00.
Gußseisen . . . . .	7,3.
Schmießeisen . . . . .	7,7.
Stahl . . . . .	7,8.
Bronze, Rothguß, Metall . . . . .	8,8.
Messingguß . . . . .	8,44.
Eisenblech . . . . .	7,76.
Kupferblech . . . . .	8,88.
Blei, gegossen . . . . .	11,4.
Sandstein, Fundamentstein . . . . .	2,4.
Ziegelmauerwerk, trocken . . . . .	1,50.

Bei der Gewichtsberechnung wird mit Rücksicht auf die praktische Ausführung gewöhnlich eine Toleranz von 5% bedungen, d. h. ein mit 100  $kg$  berechnetes Stück darf im fertigen Zustande 95 bis 105  $kg$  wiegen.

oder: für den Durchmesser  $d = 320 \text{ mm}$  beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 80425 \text{ mm}^2$$

und weil der Wasserdruck  $p = 250 \text{ at} = 2,5 \text{ kg/mm}^2$  beträgt, so ergibt sich der totale Wasserdruck auf den Presskolben

$$P = F \cdot p = 201062,5 \text{ kg} \sim 201 \text{ t.}$$

3. Beispiel. Für das Abdrehen einer Riemenscheibe von  $500 \text{ mm}$  Durchmesser und  $100 \text{ mm}$  Kranzbreite erhält der Dreher im Accord  $12$  Kreuzer pro  $1 \text{ dm}^2$  der abzdrehenden Fläche, wie hoch stellt sich der Accordpreis für die Riemenscheibe?

Für den Durchmesser  $D = 5 \text{ dm}$  beträgt der Kreisumfang

$$U = \pi \cdot D = 15,71 \text{ dm}$$

und bei der Breite  $B = 1 \text{ dm}$  die abzdrehende Fläche

$$F = U \cdot B = \pi \cdot D \cdot B = 15,71 \text{ dm}^2$$

somit für den Einheitspreis  $p = 12$  Kreuzer pro  $1 \text{ dm}^2$  der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 15,71 \cdot 12 = 188,52 \text{ Kreuzer} \sim \text{fl. } 1,90.$$

Ist der Einheitspreis  $p = 20$  Pfennige pro  $1 \text{ dm}^2$ , so ist der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 15,71 \cdot 20 = 314,2 \text{ Pfennige} \sim \text{M. } 3,15.$$

4. Beispiel. Ein gußeiserner Würfel von  $300 \text{ mm}$  Seitenlänge im fertigen Zustande, soll auf allen sechs Flächen winkelfrecht gehobelt werden; wie viel beträgt der Accordpreis, wenn der Hobler für  $1 \text{ dm}^2$  gehobelter Fläche  $6$  Kreuzer erhält?

Für die Seitenlänge  $a = 3 \text{ dm}$  beträgt die Oberfläche eines Würfels  $F = 6 \cdot a^2 = 54 \text{ dm}^2$  und für den Grundpreis  $p = 6$  Kreuzer pro  $1 \text{ dm}^2$  der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 54 \cdot 6 = 324 \text{ fr.} \sim \text{fl. } 3,25.$$

Ist der Einheitspreis  $p = 10$  Pfennige pro  $1 \text{ dm}^2$ , so ist der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 54 \cdot 10 = 540 \text{ Pf.} = \text{M. } 5,40.$$

5. Beispiel. Wie schwer ist ein gußeiserner Würfel von  $300 \text{ mm}$  Seitenlänge, wenn das spezifische Gewicht des Gußeisens mit  $7,3$  in Rechnung genommen wird?

Für die Seitenlänge  $a = 3 \text{ dm}$  beträgt das Volumen des Würfels

$$V = a^3 = 27 \text{ dm}^3$$

und weil das Gewicht von  $1 \text{ dm}^3$  Gußeisen  $p = 7,3 \text{ kg}$ , so ist das Totalgewicht des Würfels

$$G = V \cdot p = 27 \cdot 7,3 = 197,1 \sim 200 \text{ kg.}$$





## Vorbemerkung.

Maschinen zur Ortsveränderung sind solche Maschinen, welche dazu dienen, feste Körper oder Flüssigkeiten zu heben, nöthigenfalls auch seitlich oder überhaupt weiter zu bewegen. Es gehören sonach hierher die sogenannten Aufzugsmaschinen, d. i. Maschinen zum Heben von Lasten, und die Pumpen, d. i. Maschinen zum Heben oder Fortschaffen von Flüssigkeiten, insbesondere zum Heben und Fortschaffen des Wassers.

Die Pressen dienen zumeist außer zur Ortsveränderung auch zur Formveränderung eines Gegenstandes und die Accumulatoren schließen sich naturgemäß an die hydraulischen Pressen an, indem sie das Druckwasser aufspeichern. Die Sperr- und Bremswerke sind allgemeine Mechanismen verschiedener Arten von Maschinen und Transmissionsheile.

## I. Die Sperrwerke.

1. Zweck und Arten der Sperrwerke. Die Sperrwerke dienen, insoweit sie hier in Betracht kommen, zur Verhinderung einer relativen Bewegung, beziehungsweise zur gegenseitigen Feststellung einer Anzahl von Maschinenbestandtheilen, nach einer Richtung hin, während zugleich die Bewegung nach der entgegengesetzten Richtung ungehindert stattfinden kann. Sie finden Anwendung bei Winden und Krabben und bewirken daselbst die absolute Feststellung des Räderwerkes nach einer Richtung derart, daß bei eingerücktem Sperrwerk die gehobene Last schwebend erhalten wird. Ferner kommen dieselben bei bestimmten Arten der Kupplungen an Transmissionen vor, insbesondere bei den sogenannten Motoren- oder Kraftmaschinenkupplungen, welche die Bewegung des einen Motors auf die Transmissionswelle übertragen, gleichzeitig aber das Vorlaufen der Transmissionswelle unter der Einwirkung des andern, auf dieselbe treibenden Motors, gestatten sollen. Eine solche Kupplung

erhält insbesondere das Wasserrad, wenn dieses mit einer Dampfmaschine zusammenarbeitet, und insbesondere die Dampfmaschine, wenn diese mit einer Turbine zusammenarbeitet. Am zweckmäßigsten möchte es wohl erscheinen, jeden der zusammenarbeitenden Motoren mit einer solchen Kupplung zu versehen, indes erhält letztere für die Übertragung großer Kräfte bei mäßiger Umdrehungszahl so große Dimensionen, dass oft jeder der zusammenarbeitenden Motoren mit der gemeinsamen Haupttransmissionswelle durch eine gewöhnliche Kupplung fest oder ausrückbar verbunden wird. Die Sperrwerke finden endlich Anwendung bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung des Holzes und der Metalle, sowie bei Hilfsmaschinen der Textilindustrie und erhalten dort, den jeweiligen Anforderungen entsprechende Anordnungen.

Die in Fig. 1 bis 10, Taf. I, und 1 bis 6, Taf. II, gezeichneten Sperrwerke kommen namentlich bei Winden und Krähnen vor; in den Fig. 7 bis 17, Taf. II, sind Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen zur Metallbearbeitung dargestellt, der Sperrkegelrehbolzen ist hierbei an einem Hebel (Steuerhebel, Schalthebel) angebracht, welcher in oscillierende Bewegung versetzt wird.

Soll eine Schaltung von weniger als einen Zahn hervorgebracht werden, so werden mehrere Sperrkegel von verschiedener Länge auf demselben Bolzen nebeneinander angebracht. Es erfolgt dann bei zwei Sperrkegeln mit der Längendifferenz gleich der halben Zahntheilung ein halber Zahn Schaltung, bei drei Sperrkegeln mit der Längendifferenz gleich ein Drittel Zahntheilung, ein Drittel Zahn Schaltung u. s. f. Die Breite des Sperrrades ist dann gleich der Summe der Breiten aller Sperrkegel.

Die Fig. 1 und 2, Taf. III, zeigen die Uhlhorn'sche Motorenkupplung und die Fig. 3 bis 5, Taf. III, die Poulter'sche Motorenkupplung. In Fig. 11 bis 15, Taf. V, ist der für solche Motorenkupplungen erforderliche Lagerstuhl sammt Fundament, und zwar für eine Poulter'sche Motorenkupplung für 80 mm Wellendurchmesser gezeichnet. Die hierbei angewendeten Gegenplatten der Fundamentschrauben können auch, mit einer entsprechenden Höhlung darunter, gleich in das Fundament vollständig eingemauert werden, weil die Ankertöpfe der Fundamentschrauben von oben durch die Gegenplatten (Fig. 13 und 14, Taf. V) hindurchgeschoben werden. In jedem Falle ist die Aufmauerung des Fundamentes am sichersten mit Hilfe von Chablonsen, welche aus Latten zusammen genagelt werden. Die Fig. 6 bis 8, Taf. III, 8 und 9, Taf. VII, endlich zeigen eigenartige Sperrwerke der Schaltmechanismen

von Gattersägen. Die nicht cotierten Theile dieser Figuren sind genau im Maßstab gezeichnet, so daß daraus die Verhältnisse direct entnommen werden können.

**2. Haupttheile der Sperrwerke.** Die Haupttheile eines Sperrwerkes oder einer Sperrvorrichtung bilden die in Fig. 1 und 2, Taf. I, gezeichneten Theile, nämlich das Sperrrad und der Sperrkegel oder die Linke, mit dem zugehörigen Drehzapfen an dem anschließenden Ständertheil. Das Sperrrad ist am Umfange gezahnt, wie auf Taf. I, oder genuthet, wie in Fig. 6 bis 8, Taf. III, oder endlich am Kranze außen und innen flach abgedreht, wie in Fig. 8 und 9, Taf. VII.

Am Häufigsten kommt das Sperrrad mit äußerer Verzahnung vor. (Fig. 1 bis 4, Taf. I.)

Das Sperrrad ist auf der zugehörigen Welle aufgekitt, der Sperrkegel aber ist auf dem zugehörigen Zapfen lose drehbar und nur gegen seitliche Verschiebung durch Bunde, Bundringe oder Scheiben mit Steckstiften, oder endlich Scheiben und Muttern gesichert.

Je nach seiner Lage fällt der Sperrkegel durch sein Eigengewicht von Lücke zu Lücke, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. I, oder es ist ein Gegengewicht damit in Verbindung, wie in Fig. 7, Taf. I. Bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen, sowie bei den Ratschen für Handvorschub (Fig. 11, 12, Taf. II) kommen zum Eindrücken des Sperrkegels gewöhnlich Spiralfedern zur Anwendung, wie in den Fig. 7 bis 17, Taf. II. Bei der Uhlhorn'schen Kupplung (Fig. 1, 2, Taf. III) wird jeweilig einer der beiden eigenthümlich geformten Sperrkegel durch eine flache Feder in eine der in ungerader Anzahl (gewöhnlich 3) vorhandenen Zahnlücken des Sperrades eingelegt. Bei zurückbleibendem Sperrade wird die Feder weggedrückt, indem der Sperrkegel darunter durchgleitet. Bei der Pouter'schen Kupplung (Fig. 3 bis 5, Taf. III) endlich werden die Sperrkegel durch Frictionsringe mit Schlitzehebeln bewegt, in deren Schlitze die Stirnzapfen kleiner Kurbeln eingreifen, die mit den Sperrkegeln auf gemeinschaftlichem Bolzen befestigt sind. Bei den Schaltmechanismen der Gattersägen (Fig. 6 bis 8, Taf. III, 8 und 9, Taf. VII) klemmen sich die Sperrbacken durch ihr eigenes Gewicht.

In Fig. 7 bis 9, Taf. VIII, ist ein Sperrwerk mit Lamellenbremse gezeichnet, welches bei Windwerken angewendet wird. Das Windengetriebe  $z_1$  mit der angegossenen Randscheibe  $a$  ist auf die Nabenhülse der Gegenscheibe  $d$  mit flachem Gewinde aufgeschraubt und zwischen beide sind die mit cylindrischer Hohlung versehenen Sperrradlamellen (Blech-

scheiben) *b* und die in die Einschnitte *e* eingreifenden Frictionslamellen *c* vorhanden. Die Nabenhülse der Gegenscheibe *d* ist auf der Windwerks- welle *w* aufgesteckt. Vermöge der Richtung des Gewindes werden die Sperrradlamellen zwischen den Randscheiben durch die am Windwerk frei- schwebende Last zusammengepresst und der eingreifende Sperrkegel *f* verhindert somit das Niedergehen der Last. Durch Zurückdrehen der Wind- werkswelle *w* werden die Randscheiben auseinander gerückt, die Sperrrad- lamellen lassen das Getriebe mit gewünschter Geschwindigkeit dem Nieder- sinken der Last nachgehen. Um aber auch den leeren Lasthaken nieder- lassen zu können, ist der Zahn *h* des Getriebes  $z_1$  verlängert und in der Nabenhülse von *d* ein Stift *g* angebracht, welcher sich gegen den Zahn *h* anlegt.

Bei den Windwerken ist der Sperrkegeldrehbolzen in den Ständern oder Windenschilden befestigt und stillstehend; bei den Motorentkupplungen ist derselbe an der Kupplungs-scheibe und bei den Schaltmechanismen endlich am Schalthebel oder Steuerhebel angebracht, sohin gezwungen, die Bewegungen dieses Maschinenbestandtheiles mitzumachen.

**3. Dimensionsbestimmung.** Im Folgenden ist die für die construc- tive Darstellung erforderliche Dimensionsbestimmung für die Sperrwerke mit außen verzahntem Sperrrad durchgeführt. Die übrigen Sperrwerke, bei welchen die beanspruchenden Kräfte meist nicht genau bestimmbar, werden nach jeweilig vorliegenden besonderen Erfahrungen dimensioniert.

Bezeichnet man unter Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 1 und 2, Taf. I, mit

*z* die Zähnezahl des Sperrades,

*R* den äußeren Halbmesser oder Radius des Sperrades in Millimeter,

*t* die Theilung des Sperrades im Bogenmaße am äußeren Radumfang gemessen, in Millimeter.

$\pi = 3,1416 \sim 3,142$  die Ludolf'sche Zahl,

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$  die Stichzahl,

$\lambda$  die Zahnlänge in Millimeter,

*b* die Zahnbreite in Millimeter,

*h* die Höhe des Zahnfußes in Millimeter,

*S* die Beanspruchung des Zahnfußes in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt.

*W* das Trägheitsmoment des Zahnfußquerschnittes,

*e* die Entfernung der stärkst gespannten von der neutralen Faser,

$Z = \frac{W}{e} = \frac{bh^2}{6}$  den Querschnittsmodul des Zahnfußquerschnittes,

$\alpha$  den Winkel, welchen die Normale zur Stützlinie mit der Richtungslinie der Zahnflanke einschließt,

$\beta$  den Winkel, welchen die Richtungslinie der Zahnflanke mit dem nach dem Angriffspunkt des Sperrfegels am äußeren Radumfang gezogenen Radius des Sperrrades einschließt,

$\varphi = 0,2$  den Reibungscoefficient zwischen dem Sperrfegel und dem Sperrrad,

$K = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } \alpha}$  eine gewählte Verhältniszahl,

$r$  den Halbmesser des von der Richtungslinie der Zahnflanke berührten mit dem Sperrrad concentrischen Hilfskreises,

$s$  die Länge der mit  $r$  zusammenfallenden, zwischen den Schenkeln des Winkels  $\alpha$  eingeschlossenen Geraden,

$L$  die Länge der Stützlinie,

$P$  die an der Zahnspitze angreifende, in die Richtung der Stützlinie fallende Kraft in Kilogramm, entsprechend der Voraussetzung, daß der Sperrfegel nur an der Zahnspitze angreift,

so erhält man folgende Gleichungen:

$$P \cdot \lambda = S \cdot Z = S \cdot \frac{bh^2}{6} \dots \dots \dots (1^*)$$

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left( \frac{t}{\pi} \right) \dots \dots \dots (2)$$

$$r = R \cdot \frac{K \cdot \text{tg } \alpha}{\sqrt{1 + (K \text{tg } \alpha)^2}} \dots \dots \dots (3^{**})$$

\*) Der Zahn ist auf Biegung beansprucht. Die Beanspruchung auf Abscherung durch die Kraft  $P$ , welche eintritt, wenn der Sperrfegel nur am Grunde der Zahnflanke angreift, ergibt unter Voraussetzung der Beanspruchung mit  $S \text{ kg/mm}^2$  des abzuscherenden Querschnittes

$$P = S \cdot b \cdot h.$$

Es liegt sohin, mit Rücksicht auf die im Folgenden eingehaltenen Verhältnisse, die Gefahr des Abscherens nicht vor, wenn der Gl. (1) genügt ist.

\*\*) Aus Fig. 1, Taf. I, ergibt sich, da der Winkel  $OEB = 90^\circ$

$$OE = OB \cdot \sin \beta$$

und weil  $OE = r$  und  $OB = R$ .

$$r = R \sin \beta$$

nun ist aber bekanntlich

$$\sin \beta = \frac{\text{tg } \beta}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta}}$$

$$s = \frac{1}{K} \cdot r \dots \dots \dots (4^*)$$

zu deren Spezialisierung man nehmen kann:

$$z = 11 \text{ bis } 25$$

$$\lambda = 0,25 \text{ t bis } 0,5 \text{ t}$$

$$b = 0,5 \text{ t bis } t$$

$$h = 0,7 \text{ t}$$

$S = 1$  bis  $3 \text{ kg/mm}^2$  für Windwerksräder von Gussseifen ersteres für kleinere, letzteres für größere Theilungen und beziehungsweise größere oder kleinere Winkelgeschwindigkeit der eventuellen Bewegung des Sperrades gegen den Sperrkegel.

$S = 0,25$  bis  $0,75 \text{ kg/mm}^2$  für Kupplungsräder von Gussseifen.

$$\text{tg } \alpha = 1,2 \varphi \text{ bis } 2 \varphi. **)$$

und mithin

$$r = R \cdot \frac{\text{tg } \beta}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \beta}}$$

Hieraus ergibt sich endlich durch Einführung des Wertes

$$\text{tg } \beta = K \cdot \text{tg } \alpha$$

die Gleichung

$$r = R \cdot \frac{K \text{ tg } \alpha}{\sqrt{1 + (K \text{ tg } \alpha)^2}}$$

\*) Aus Fig. 1, Taf. I, ergibt sich ferner

$$EO = EB \cdot \text{tg } \beta$$

$$EF = EB \cdot \text{tg } \alpha$$

und hieraus

$$\frac{EO}{EF} = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } \alpha} = K$$

und weil

$$EO = r; EF = s$$

$$\frac{r}{s} = K$$

woraus endlich folgt

$$s = \frac{1}{K} \cdot r$$

\*\*) Damit der Sperrkegel beim Einklinken nicht an der Zahnspitze hängen bleibt, muß die zur Anlage kommende Zahnflanke des Sperrades eine bestimmte Neigung gegen die Stützhlinie des Sperrkegels aufweisen, derart, daß der Winkel  $\alpha$  größer ausfällt als der dem Reibungscoefficienten  $\varphi$  entsprechende Reibungswinkel. Da nun  $\varphi$  die trigonometrische Tangente des Reibungswinkels vorstellt, so ist dieser Bedingung genügt, wenn

$$\text{tg } \alpha > \varphi$$

genommen wird.

$K = 0,8$  bis  $1.*$ )

Setzt man als Mittelwerte in die Gl. (1

$$\lambda = 0,35 t; b = 0,8 t; h = 0,7 t \dots \dots \dots (5)$$

so erhält man durch Entwicklung

$$P = 0,187 \cdot S \cdot t^2 \dots \dots \dots (6)$$

und hieraus

$$t^2 = 5,36 \cdot \frac{P}{S} \dots \dots \dots (7)$$

und endlich

$$t = 2,31 \sqrt{\frac{P}{S}} \dots \dots \dots (8)$$

Die Gl. (6) dient dazu, für bestimmte Werte von  $t$  die zugehörigen Werte von  $P$  zu berechnen, um eine Tabelle hierfür anzulegen.

Die Gl. (8) gibt direct die Größe der Theilung für einen beliebigen Wert von  $P$  und dient<sup>2)</sup> daher zur Dimensionsbestimmung, sobald  $P$  bekannt ist.

In den meisten Fällen ist nun zunächst das Torsionsmoment ( $PR$ ) der Sperrradwelle bekannt und man muß  $R$  annehmen, wenn man  $P$  kennen will.

Es erscheint jedoch zweckmäßiger  $z$  zu wählen und darnach  $t$  und  $R$  zu bestimmen. Man erhält hierfür unter den Voraussetzungen der Gl. (6) bis (8)

$$t = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (9^{**})$$

\*) Die Stützlinie  $AB$  (Fig. 1, Taf. I) kann entweder den Umfangreis des Sperrrades schneiden, oder denselben tangieren. Im ersten Falle wird  $\alpha > \beta$  und somit  $K < 1$ , im zweiten Falle wird  $\alpha = \beta$  und  $K = 1$ . Der erste Fall gibt weniger unterschrittene Zähne als der zweite.

\*\*) Aus Gl. (2) folgt

$$t = \frac{2 \pi R}{z}$$

Verbindet man diese Gl. mit jener (7) durch beiderseitige Multiplication, so erhält man

$$t^3 = \frac{1}{0,187} \cdot \frac{P}{S} \cdot \frac{2 \pi R}{z} = \frac{2 \pi}{0,187} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{PR}{z}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{0,187}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

Den nach Gl. (8 oder 9 erhaltenen Wert kann man im allgemeinen nach einer beliebigen Scala abrunden. Zweckmäßig ist es, denselben nach ganzen Stützahlen abzurunden, wonach man stets eine ganze Zahl für den Theilkreisdurchmesser erhält und kann man sich hierzu folgender Tabelle bedienen.

Tabelle für Sperräder.

$$t = 2,31 \sqrt{P} = 3,23 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}; S = 1 \text{ kg/mm}^2.$$

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	$t$	$P$	$\left(\frac{PR}{z}\right)$	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	$t$	$P$	$\left(\frac{PR}{z}\right)$
2	6,283	7,4	7,4	12	37,699	266	1584
3	9,425	16,6	25,0	14	43,982	362	2538
4	12,566	29,5	59,0	16	50,265	472	3779
5	15,708	46,1	115,3	18	56,549	598	5390
6	18,850	66,4	199,2	20	62,832	738	7380
7	21,991	90,5	317,3	22	69,115	895	9920
8	25,133	118,0	472,4	24	75,398	1062	12670
9	28,274	149,4	673,7	26	81,681	1248	16240
10	31,416	184,4	922,6	28	87,965	1448	20300
11	34,558	223,8	1240,0	30	94,248	1660	24900

Die Gl. (3 und 4) ergeben specialisirt und nach oben abgerundet für  $\text{tg } \alpha = 0,3$  und  $K = 0,8$  (die Stützlinie schneidet den Sperradkreis, wie in Fig. 1, Taf. I, gezeichnet)

$$\left. \begin{aligned} r &= 0,25 R \\ s &= 1,25 r \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (10)$$

für  $\text{tg } \alpha = 0,3$  und  $K = 1$  (die Stützlinie tangiert den Sperradkreis, wie in Fig. 4, Taf. I, gezeichnet)

$$\left. \begin{aligned} r &= 0,3 R \\ s &= r \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (11)$$

Durch Umkehrung ergibt sich hieraus noch die folgende, zur Anlegung einer Tabelle dienliche Gl.:

$$\frac{PR}{z} = \frac{0,187}{2\pi} \cdot S \cdot t^3 = 0,0298 \cdot S \cdot t^3;$$

für die tabellarische Ausrechnung hat man auch

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = P \cdot \left(\frac{t}{2\pi}\right).$$

Die Länge des Sperrfegels variiert innerhalb weiter Grenzen und findet man

$$L = 0,5 R \text{ bis } 2 R.$$

Bei Windwerken liegt die Aufgabe gewöhnlich so, daß man mit der Achse des Sperrfegeldrehbolzens an einen bestimmten Platz treffen soll. Will man in solchem Falle die Zahnflanken nach Gl. (10) ausführen, so wählt man sich zunächst  $B$  beliebig, und konstruiert dortselbst mit  $r$  und  $s$  die Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  und erhält hiermit die entsprechende Richtung der Stützlinie, wie in Fig. 3, Taf. I, durchgeführt. Hierauf schneidet man die Stützlinie durch einen aus  $O$  beschriebenen, durch den vorgeschriebenen Sperrfegeldrehpunkt  $A_1$  gehenden Kreis und erhält hiermit die Länge des Sperrfegels und hat nun  $B$  nach  $B_1$ , mit  $A$  nach  $A_1$  zu drehen, wie durch den Pfeil angedeutet, um in  $A_1 B_1$  die richtige Lage der Stützlinie zu erhalten. Dieselbe Construction ist in beiden Fällen durchzuführen, wenn bei bestimmter Länge des Sperrfegels der Drehpunkt desselben in eine bestimmte Gerade fallen soll. Der Drehungskreis wird dann, nachdem die Länge des Sperrfegels  $BA$  aufgetragen ist, durch  $A$  gezogen und ergibt im Schnittpunkt mit der vorgezeichneten Geraden die Lage des gesuchten Drehpunktes  $A_1$ . In Fig. 4, Taf. I, ist die letztere Aufgabe unter Voraussetzung der Gl. (11) gelöst. Es läßt sich übrigens im letzteren Falle mit Hilfe des an beliebiger Stelle zu zeichnenden Dreieckes  $OAB$  (Fig. 5, Taf. I) direct die Entfernung  $a$  des Sperrfegeldrehbolzens vom Radmittelpunkt bestimmen, sobald  $L$  gegeben ist und umgekehrt.

Bezeichnet man ferner, unter Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 2, Taf. I, mit

$d$  den Durchmesser des Sperrfegeldrehzapfens in Millimeter,

$l$  die Länge desselben in Millimeter,

$S$  die Beanspruchung desselben in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,

$d'$  den Durchmesser der Sperrradwelle in Millimeter,

$S'$  die Beanspruchung derselben durch Torsion in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt, unter Rücksichtnahme auf die nicht weiter in Rechnung gezogene Biegung,

so erhält man nach den bekannten Regeln der Festigkeitslehre die Gleichungen

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S} \cdot P \cdot l} \dots \dots \dots (12)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'} \cdot P \cdot R} \dots \dots \dots (13)$$

zu deren Specialisierung man nehmen kann

$$l = b,$$

$S = 6$  bis  $7,5 \text{ kg/mm}^2$  für Schmiedeeisen,

$S' = 2$  bis  $4 \text{ kg/mm}^2$  für schmiedeeiserne Wellen der Winden und Krähne,  
ersteres für dünnere, letzteres für dickere,

$S' = 1$  bis  $2 \text{ kg/mm}^2$  für schmiedeeiserne Transmissionswellen.\*)

Für  $S = 7,5 \text{ kg/mm}^2$  ergibt sich nach Ausrechnung der Constanten nach Gl. (12 der Durchmesser des schmiedeeisernen Sperrkegelbrechzapfens

$$d = 0,879 \sqrt[3]{P \cdot l} \dots \dots \dots (14)$$

und für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  aus Gl. (13 der Durchmesser der schmiedeeisernen Welle

$$d' = 1,366 \sqrt[3]{P \cdot R} \dots \dots \dots (15^{**})$$

\*) Hier gilt der kleinere Wert für dünnere Transmissionswellen und solche, welche durch größere Entfernung der Lagerung eine größere Beanspruchung auf Biegung erfahren, weil die rechnungsmäßige Verfolgung der letzteren im allgemeinen zu unständlich ist, obwohl in speciellen Fällen die graphische Berechnung auf Torsion und Biegung der Vorstellung sehr förderlich ist. Hierbei kann bis  $S = 6 \text{ kg/mm}^2$  für das ideelle Biegemoment zugelassen werden.

Man kann jedoch auch der Beanspruchung auf Biegung dadurch Rechnung tragen, daß man den nach Gl. (13, (15 oder (17 für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  berechneten oder der zugehörigen Tabelle entnommenen Durchmesser entsprechend größer annimmt, u. zw. um

20 mm	stets bei besonders kräftig zu dimensionierenden ersten Wellen.	
18 mm	bei dünnen Transmissionswellen	bis 40 mm Durchmesser.
15 mm	bei gewöhnlichen Transmissionswellen von 40 "	60 mm "
10 mm	" " " " 60 "	90 mm "
5 mm	" " " " 90 "	110 mm "

Für lange Transmissionswellen aus Schmiedeeisen erhält man unter Berücksichtigung der Verdrehung die Gl.

$$d' = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

welche für  $\frac{N}{n} < 1$  größere Werte ergibt als obige Gl. (17). Die Entfernung der Wellenlagermittel nehme man normal bei gewöhnlichen Transmissionswellen bis 50 mm Durchmesser, 1,5 bis 2 m, von 50 bis 70 mm Durchmesser gleich 2,25 bis 2,5 m und bei stärkeren gleich 2,5 bis 2,75 m und lege die Hauptantriebscheibe neben ein Lager oder zwischen zwei dicht angeschobene Lager. Größere Lagerentfernungen sollen nur in Ausnahmefällen angewendet werden.

\*\*) Will man statt dem dieser Gl. zugrunde liegenden Wert von  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  einen größeren oder kleineren  $S''$  anwenden, so hat man den aus Gl. (15 berechneten

Bei den Motorenkupplungen ist  $(PR)$  nicht direct gegeben, dafür aber ist die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken  $N$  und die minutliche Umdrehungszahl der Welle  $n$  bekannt und man erhält hieraus

$$PR = 716200 \cdot \frac{N}{n} \dots \dots \dots (16^*)$$

Substituiert man den Wert von  $(PR)$  aus Gl. (16 in (15, so erhält man zu directer Berechnung von  $d'$  aus  $\left(\frac{N}{n}\right)$  wieder unter

Voraussetzung von  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$

$$d' = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \sim 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (17)$$

Die Durchmesser  $d$  und  $d'$  werden passend abzurunden sein und ist bei den Abrundungen im folgenden die Scala der vom österr. Ingenieur- und Architekten-Verein festgesetzten Kalibermaße zu Grunde gelegt, für welche die folgende Tabelle der Wellendurchmesser

Wert mit  $\sqrt{\frac{S'}{S''}}$  zu multiplicieren, denn es ist sodann nach Gl. 13, wenn der  $S''$  entsprechende Wellendurchmesser mit  $d''$  bezeichnet wird

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'} \cdot PR}$$

$$d'' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S''} \cdot PR}$$

und man erhält durch Division dieser beiden Gl.

$$\frac{d''}{d'} = \sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$$

und somit

$$d'' = d' \cdot \sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$$

\*) Es ist nämlich, da hier  $R$  in Millimetern erscheint, und 75 Meterkilogramm gleich einer Pferdestärke sind ( $75 \text{ mk} = 1 \text{ PS}$ ):

$$N = \frac{2\pi \cdot \left(\frac{R}{1000}\right) \cdot n \cdot P}{60 \cdot 75}$$

und daraus folgt

$$P \cdot R = \frac{60 \cdot 75 \cdot 1000}{2\pi} \cdot \frac{N}{n}$$

der abgerundet

$$PR = 716200 \cdot \frac{N}{n}$$

nach Gl. (15 und (17 berechnet ist. Die Durchmesser über 100 mm sind nach Zehnern abgerundet.\*)

Tabelle für Schmiedeiserne Wellen.

$$d' = 1,366 \sqrt[3]{PR} = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}; S' = 2 \text{ kg/mm}^2.**)$$

$d'$	$PR$	$\frac{N}{n}$	$d'$	$PR$	$\frac{N}{n}$
26	6859	0,0096	65	107845	0,150
28	8612	0,012	70	134696	0,188
30	10603	0,015	72	146593	0,205
32	12868	0,018	75	165670	0,231
33	14112	0,019	80	201062	0,280
35	16837	0,023	85	241167	0,337
36	18322	0,024	90	286278	0,398
40	25133	0,035	95	336691	0,470
42	29094	0,040	100	392700	0,548
45	35785	0,050	110	522684	0,730
48	43429	0,060	120	678586	0,946
50	49088	0,068	130	862762	1,204
52	55217	0,077	140	1077569	1,503
55	65335	0,091	150	1325363	1,850
60	84823	0,117	160	1608496	2,240

Der Sperrriegel ist entweder auf Druck beansprucht, wie in Fig. 1, Taf. I, oder auf Zug, wie in Fig. 8, Taf. I, und wird nach dem Gefühle gezeichnet.

Lässt sich der Sperrriegel nicht ohne weiters mit der Hand anfassen, so wird er mit Handgriffen versehen, wie in Fig. 9 und 10, Taf. I, oder er wird durch eine Zugstange bewegt, wie in Fig. 1 bis 3, Taf. II. Diese Theile werden ebenfalls nach dem Gefühle gezeichnet.

\*) Die Kalibermaße unter 26 mm sind:

5, 7, 8, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 18, 20, 23, 25 (Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1874, Jhg. XXVI., S. 60).

In Fig. 6, Taf. I, ist ein Kaliberbolzen mit dem zugehörigen Kaliberring gezeichnet.

\*\*) Soll die Beanspruchung  $S''$  statt  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  betragen, so hat man die in Berechnung stehenden Torsionsmomente mit  $\frac{S'}{S''} = \frac{2}{S''}$  zu multiplicieren oder durch  $\left(\frac{S''}{2}\right)$  zu dividieren, und die so reducierten Momente in der Tabelle aufzusuchen.

Sperräder für ausnahmsweise hohe Beanspruchung erhalten Seitenscheiben zur Verstärkung der Zähne, wie in Fig. 4, Taf. II, gezeichnet, oder sie werden, wie auch solche mit sehr feiner Theilung, aus Schmiedeeisen hergestellt und erfahrungsgemäß dimensioniert.

1. Beispiel. Das Sperrad vom Halbmesser  $R$  sitzt auf der Trommelwelle eines Windwerkes. Die Last  $Q = 550 \text{ kg}$  hängt am Trommelhalbmesser  $\rho = 90 \text{ mm}$  (Fig. 5, Taf. II). Es sind die Hauptdimensionen des Sperrwerkes zu bestimmen, welches in der Detailconstruktion nach Fig. 2 und 3, Taf. I, ausgeführt werden soll. Die Beanspruchung des Sperrades soll betragen  $S = 1,5 \text{ kg/mm}^2$ , jene der Trommelwelle  $S' = 3 \text{ kg/mm}^2$ . Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten.

Nach Fig. 4, Taf. II, ergibt sich für den Gleichgewichtszustand

$$PR = Q\rho = 49500 \text{ und hiermit } \frac{PR}{z} = \frac{49500}{13} = 3807$$

und wenn man die Tabelle S. 14 für die Sperradtheilung benötigt, so hat man darin in der Rubrik  $\left(\frac{PR}{z}\right)$  die Zahl  $3807 : 1,5 = 2538$  zu suchen, weil hier  $S = 1,5 \text{ kg/mm}^2$ , und man erhält

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14; t = 43,982 \text{ mm.}$$

Mit Benützung der Tabelle S. 18 für den Wellendurchmesser ergibt sich, indem man darin in der Rubrik  $(PR)$  die Zahl  $49500 : 1,5 = 33000$  aufsucht, weil hier  $S' = 3 \text{ kg/mm}^2$ , in der Tabelle aber  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  und  $\frac{3}{2} = 1,5$  sich ergibt, für den zunächst liegenden Wert  $PR = 35785$

$$d' = 45 \text{ mm.}$$

Ohne Benützung der Tabellen erhält man nach Gl. (9)

$$t = 3,23 \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3,23 \sqrt[3]{\frac{1}{1,5}} \cdot \sqrt[3]{3807} = 3,23 \sqrt[3]{\frac{3807}{1,5}} = 43,928$$

und hiermit, bei Abrundung auf eine ganze Stüczahl der Scala nach Tabelle S. 14 wie zuvor  $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14; t = 43,982$ .

Die Gl. (13) ergibt für den Wellendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'} \cdot PR} = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 3} \cdot 49500} = 1,366 \sqrt[3]{\frac{2}{3} \cdot 49500} = 43,8$$

und somit, bei Abrundung auf ein Kalibermaß nach der Scala der Tabelle S. 18 wie zuvor  $d = 45 \text{ mm}$ .

Man erhält ferner nach Gl. (2) den Halbmesser des Sperrades

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 14 = 91 \text{ mm.}$$

Die Zahndimensionen sind

$$\lambda = 0,35 \quad t = 15,4 \sim 15 \text{ mm}; \quad b = 0,8 \quad t = 35,2 \sim 35 \text{ mm};$$

$$h = 0,7 \quad t = 30,8 \sim 31 \text{ mm.}$$

Endlich wird nach Gl. (10) für die Zeichnung der Zahnflanken bei schneidender Stützlínie

$r = 0,25$   $R = 23,75 \sim 23$  mm;  $s = 1,25$   $r = 28,75 \sim 29$  mm  
und die Länge des Sperrkegels  $L$  ergibt sich aus der Zeichnung nach Fig. 3, Taf. I.

Nun wird der Stützendruck  $P = \frac{Qq}{R} = \frac{49500}{91} = 544$  kg und hiermit erhält man nach Gl. (14 für den Sperrkegeldrehzapfen von der Länge

$l = b = 35$  mm;  $d = 0,879 \sqrt[3]{Pl} = 0,879 \sqrt[3]{544 \cdot 35} = 23,47 \sim 23$  mm  
nach Kalibermaß abgerundet. Zur Befestigung kommt nach der Whitworth'schen Scala die Schraube Nr. 6, gleich  $\frac{5}{8}$  oder  $\frac{3}{4}$  Zoll englisch in Anwendung.\*)

\*) In der folgenden Tabelle der Schrauben nach der Whitworth'schen Scala bezeichnet die Nummer der Schraube die Anzahl der Nadelzolle englisch, welche der Durchmesser mißt, bis Nr. 16 und von hier ab steigt selbe nach Viertelzollen.

Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala.

Nr.	$\frac{d}{\text{Zoll}} \text{ engl.}$	$d$ mm	$d_1$ mm	$D$ mm	$n_1$	$n_2$	$d_2$ mm	Für die Zeichnung abgerundet		$S = 2,8$	$S = 2,5$
								$h = d$ mm	$D$ mm		
2	$\frac{1}{4}$	6,35	4,723	13,49	20	100	7	6,4	13,5	50	45
$2\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$	7,937	6,107	16,51	18	90	8	7,9	16,5	80	70
3	$\frac{3}{8}$	9,525	7,492	17,859	16	80	10	9,5	18	125	115
$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{16}$	11,112	8,740	21,11	14	70	12	11,1	21	170	150
4	$\frac{1}{2}$	12,7	9,990	23,217	12	60	13	12,7	23	220	200
5	$\frac{5}{8}$	15,875	12,918	27,979	11	55	16	15,9	28	370	330
6	$\frac{3}{4}$	19,05	15,797	32,94	10	50	20	19	33	550	500
7	$\frac{7}{8}$	22,225	18,611	37,703	9	45	23	22,2	38	750	690
8	1	25,4	21,334	42,465	8	40	26	25,4	42,5	1010	910
9	$1\frac{1}{8}$	28,575	23,929	47,228	7	35	30	28,6	47	1270	1140
10	$1\frac{1}{4}$	31,75	27,104	51,99	7	35	32	31,8	52	1630	1470
11	$1\frac{3}{8}$	34,925	29,503	56,356	6	30	36	34,9	56	1940	1740
12	$1\frac{1}{2}$	38,1	32,678	61,515	6	30	40	38,1	61,5	2350	2140
13	$1\frac{5}{8}$	41,275	35,280	66,53	5	25	42	41,3	66,5	2690	2490
14	$1\frac{3}{4}$	44,45	37,840	71,75	5	25	45	44,5	72	3180	2860
15	$1\frac{7}{8}$	47,625	40,380	76,95	$4\frac{1}{2}$	$22\frac{1}{2}$	50	47,6	77	3700	3260
16	2	50,8	43,430	82,5	$4\frac{1}{2}$	$22\frac{1}{2}$	52	50,8	82,5	4260	3770
17	$2\frac{1}{4}$	57,15	49,020	88,0	4	20	60	57,2	88	5280	4800
18	$2\frac{1}{2}$	63,5	55,370	95,0	4	20	65	63,5	95	6780	6140
19	$2\frac{3}{4}$	69,85	60,450	103,0	$3\frac{1}{2}$	$17\frac{1}{2}$	70	69,9	103	8050	7300
20	3	76,2	66,800	112,0	$3\frac{1}{2}$	$17\frac{1}{2}$	80	76,2	112	9880	8920

Das Gewinde ist mit englischem Schneidzeug nach englischem Maße hergestellt und erfordert bloß nummerierte Lehren zur Messung. Der Durchmesser des glatten Bolzens  $d_2$  wird zweckmäßig etwas größer als jener des Gewindes, damit letzteres bei eingepaßten Schrauben leicht durch das Bolzenloch hindurchgehe,

2. Beispiel. Das Sperrrad vom Halbmesser  $R$  sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle eines Windwerkes mit doppelter Räderübersetzung (Fig. 6, Taf. II). Die Last  $Q = 1250 \text{ kg}$  hängt am Trommelhalbmesser  $\rho = 120 \text{ mm}$ . Es sind die Hauptdimensionen des Sperrwerkes zu bestimmen, welches nach Fig. 9 und 10, Taf. I, an der Innenseite des Windenständers angebracht ist, derart, daß der Sperrkegel sich auf die obere Ständerverbindung stützt. Die Beanspruchung des Sperrrades soll betragen  $S = 1 \text{ kg/mm}^2$ , jene der Sperrradwelle (zweite Vorgelegewelle)  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$ . Das Sperrrad soll 13 Zähne erhalten. Die Zahnräder des Windwerkes erhalten die Zähnezahlen  $z_1 = 13$ ;  $z_2 = 49$ ;  $z_3 = 13$ ;  $z_4 = 78$ . Der Halbmesser der Windenkurbeln beträgt  $a = 400 \text{ mm}$  und die Kraft  $K$  am Kurbelhalbmesser werde mit 20% Zuschlag für die Reibungswiderstände berechnet, also nach Fig. 6, Taf. II, aus der Gleichung:

$$K = 1,2 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q = 1,2 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 20 \text{ kg}.$$

Das Sperrrad hat das Torsionsmoment von Seite der Last auszuhalten, nämlich:  $PR = \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \cdot \rho = \frac{z_3}{z_4} \cdot Q \cdot \rho = 25000$ ; demnach wird für  $z = 13$ :  $\left(\frac{PR}{z}\right) = 1923$  und dem entspricht nach der eben für  $S = 1 \text{ kg/mm}^2$  berechneten Tabelle S. 14:

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14; t = 43,982 \sim 44 \text{ mm}.$$

Hiermit wird nach Gl. (2):

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 14 = 91 \text{ mm}.$$

und ist nach Kalibermaß abgerundet. Die Schraubenkopfhöhe wird bei Kopfschrauben gleich der Mutterhöhe  $h$  d. i. gleich dem äußeren Gewindedurchmesser  $d$  und bei Mutterschrauben gleich  $0,7 d$ . Die in der Tabelle angeführten Werte der Tragfähigkeit  $P$  sind für die Zugbeanspruchung  $S = 2,8 \text{ kg/mm}^2$  (nach Morin) und für  $S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$  (nach Neuleaux) im Querschnitt des Gewindefernes berechnet nach der Formel  $P = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot S$  woraus sich bei gegebener Belastung  $P$  der Kerndurchmesser  $d_1$  der entsprechenden Schraube ergibt:  $d_1 = 0,67 \sqrt{P}$  beziehungsweise  $\bar{d}_1 = 0,7 \sqrt{P}$ . Die Unterlegscheiben werden am besten cylindrisch, mit gerundeter Kante, abgedreht und im Durchmesser gleich  $\frac{4}{9}$ , in der Höhe gleich  $\frac{1}{10}$  der Schlüsselweite  $D$  ausgeführt.

Die Schrauben von  $\frac{1}{4}$  bis  $1\frac{1}{8}$  Zoll sind übereinstimmend mit der vom österr. Ingenieur- und Architekten-Verein festgestellten Scala, welcher auch die zugehörigen Schlüsselweiten entnommen sind (Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1874, Jhrg. XXVI, S. 64); jedoch sind auch die Schrauben Nr.  $2\frac{1}{2}$  und Nr.  $3\frac{1}{2}$  in die Tabelle aufgenommen, welche sowie die übrigen dem Gebrauche in der Praxis mit einer nach der Formel  $D = 5 \text{ mm} + 1,4 d$  berechneten Schlüsselweite entsprechen. In der Tabelle bezeichnen noch  $n_1$  die Anzahl der Windgänge auf 1 Zoll englisch,  $n_2$  die Anzahl der Windgänge auf 127 mm. In der Zeichnung ist nur zu cotieren: die Schraubenummer,  $d_2$  und die Schraubenslänge.

und somit

$$P = \frac{25000}{91} = 274,7 \sim 275 \text{ kg,}$$

d. i. der Druck des Sperrkegels auf die Ständerverbindung, welche schon aus anderen Gründen stärker wird.

Die Sperrradwelle wird beim Aufwinden der Last  $Q$  annähernd durch das Torsionsmoment seitens der Handkurbeln:

$$PR = \frac{R_2}{R_1} \cdot K \cdot a = \frac{z_2}{z_1} \cdot K \cdot a = 30154$$

beansprucht und dem entspricht nach der eben für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  berechneten Tabelle S. 18 der zunächstliegende Wellendurchmesser  $d' = 42 \text{ mm}$ .

Die Sperrkegellänge bestimmt sich wie im vorhergehenden Beispiele durch die, vermöge der Disposition der Ständerverbindung, gegebene Lage seiner Drehungsachse.

3. Beispiel. Es sind die Dimensionen des Sperrwerkes der Poyerschen Kupplung allgemein zu bestimmen, für die Übertragung von  $N$  Pferdestärken bei  $n$  Umdrehungen in der Minute, unter der Voraussetzung, daß die Beanspruchung der Sperrradzähne  $S = 0,75 \text{ kg/mm}^2$ , und jene der zugehörigen Transmissionswelle  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  betrage. Das Sperrrad soll 13 Zähne erhalten.

Nach Gl. (9) erhält man für das Sperrrad die Theilung unter obiger Voraussetzung:

$$t = 3,23 \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3,23 \sqrt[3]{\frac{1}{0,75 \cdot 13}} \cdot \sqrt[3]{PR} = 1,51 \sqrt[3]{PR}$$

und nach Gl. (15) für den Wellendurchmesser  $d' = 1,366 \sqrt[3]{PR}$ , fomit durch Substitution:

$$t = \frac{1,51}{1,366} \cdot d' = 1,105 d'$$

und ferner nach Gl. (2) für den Halbmesser des Sperrrades

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13 \cdot 1,105}{2 \cdot 3,142} d' = 2,25 d';$$

endlich für die Zahnbreite des Sperrrades

$$b = 0,8 t = 0,8 \cdot 1,105 d' = 0,884 d' \sim 0,9 d'$$

übereinstimmend mit der Cotierung in Fig. 3 und 4, Taf. III. Hierbei sind die ferneren Zahnabmessungen:  $\lambda = 0,35 t$ ;  $h = 0,7 t$ . Macht man die Stützlinie wie in Fig. 4, Taf. I, tangierend an den Sperradkreis, so wird das Dreieck  $AOB$  (Fig. 5, Taf. I) rechtwinklig und man erhält:  $a^2 = R^2 + L^2$ , woraus  $a = \sqrt{R^2 + L^2}$  und wenn man wählt  $L = 0,9 R$ , so wird ferner  $a = \sqrt{1,81 R^2} = 1,35 R$ ; oder abgerundet  $L = 2 d'$  und  $a = 3 d'$ , ebenfalls übereinstimmend mit der Cotierung in Fig. 3 und 4, Taf. III.

4. Herstellung der Sperrwerke. Das Modell des Sperrrades wird zum Guße wie das eines gewöhnlichen Zahnrades eingeformt. Gewöhnlich werden nur die Sperrwerke der Kraftmaschinen nach dem Gußspußen mit besonderer Genauigkeit hergestellt, derart, daß Sperrkegel und Flanke auf Minium aufgefäßt mit Meißel und Feile bearbeitet werden. Die

Sperrwerke der Schaltmechanismen zeigen wohl ebenfalls fast durchwegs bearbeitete Flächen, wobei jedoch in der Regel nicht Zahn um Zahn des Sperrades vom Schlosser in gleicher Weise exact reguliert ist.

Die Sperräder der Windwerke und Kupplungen werden gewöhnlich aus Gusseisen hergestellt, mit im Guß ausgesparten Zahnflächen und Nabenlöchern, und erfolgt die Bearbeitung nur an der Nabe; jene der Schaltmechanismen bei größeren Theilungen ebenso; dagegen letztere bei kleineren Theilungen aus Gusseisen oder Schmiedeeisen, mit vollem Kranze gegossen oder geschmiedet und, nach vollständiger Ausführung der Dreharbeit, auf der Räderfräsmaschine gezahnt, durch Einfräsen der Zahnflächen. Namentlich scharf gezahnte Sperräder letzterer Art (Fig. 7 und 17, Taf. II) werden aus Schmiedeeisen hergestellt und, zur Erzielung harter Oberflächen, nach vollständiger Bearbeitung im Einsätze gehärtet.

Der Sperrkegel wird gewöhnlich aus Schmiedeeisen hergestellt, voll geschmiedet und entweder nur an der Nabe auf der Verticalbohrmaschine und Drehbank bearbeitet und übrigens vom Schlosser faßgrau gefeilt, oder er wird auf der Shapingmaschine und Nuthstoßmaschine auch allseitig bearbeitet; letzteres ist bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen der Fall, bei welchen auch der Sperrkegel sammt dem zugehörigen Drehzapfen nach vollständiger Bearbeitung im Einsätze gehärtet wird.

Nach beiden Seiten wirkende Sperrkegel der Schaltmechanismen erhalten zweckmäßig gewöhnliche Zahnräder mit Cycloidenverzahnung als Sperrräder (Fig. 15, Taf. II).

Der Bearbeitung des Sperrkegels geht das Anreißen desselben am Anreißtisch voran. Für das Anreißen des Stückes, in welchem die Welle gelagert und der Sperrkegeldrehzapfen befestigt ist, ist allein die Achsenentfernung  $a$  maßgebend (Fig. 5, Taf. I). Liegt die Stirnfläche des Wellenlagers mit jener des Angusses für das Zapfenloch nicht in derselben Ebene, so bedient man sich zum Anreißen eines Stangen-zirkels mit senkrecht zur Stange verschiebbaren Nadelspitzen.

Ist der Platz neben dem Sperrad auf der Welle desselben auf einer Seite desselben entsprechend weit frei, wie in Fig. 10, Taf. I, so wird zur Befestigung ein Nasenkeil (Fig. 11, Taf. I) angewendet, flach (Fig. 12, Taf. I) oder versenkt (Fig. 13, Taf. I), welcher in der Höhendimension schwach conisch ausläuft und einen Anzug gleich  $\frac{1}{100}$  der Länge in der Radnabe erhält; andernfalls wird ein einge-

Lassener Keil angewendet, über welchen das Sperrad aufgeschoben wird (Fig. 1 bis 4, Taf. III).\*) Der versenkte und der eingelassene Keil wird zur Hälfte in die Welle und zur Hälfte in die Radnabe eingelassen. Der Keil ist aus Stahl herzustellen.

Bei Anwendung eines flachen Keiles wird die Keilfläche an der Welle vom Schlosser angefeilt, bei versenktem und eingelassenem Keil wird die Keilnuth am besten mittels der Langlochbohrmaschine oder Nuthenfräsmaschine hergestellt. Die Keilnuth in der Sperradnabe wird selten eingemeißelt, gewöhnlich auf der Nuthstoßmaschine eingestoßen und vom Schlosser beim Keileinpassen ausgefeilt.

Zu Zeichnungen und Skizzen erfolgt die Materialschafterung am besten wie in Fig. 14, Taf. I, angegeben ist.

## II. Die Bremswerke.

1. Zweck und Arten der Bremswerke. Die Bremswerke dienen, insoweit sie hier in Betracht kommen, dazu, die Geschwindigkeit einer, unter dem Einflusse einer constanten Kraft, rotierenden Maschinenwelle möglichst constant zu erhalten oder zu vermindern, eventuell bis auf Null zu reducieren.

Sie finden Anwendung bei Winden und Kraneen, u. zw. als Bandbremsen, oder Lamellenbremsen und bewirken daselbst die Verhinderung eines beschleunigten Abwärtsganges der Last, eventuell das Schweben derselben; ferner kommen dieselben zu gleichem Zwecke als Backenbremsen bei Mühlenaufzügen und Fördermaschinen vor. Band- und Backenbremsen finden auch Anwendung bei lösbaren Kupplungen, sogenannten Frictionskupplungen, an Transmissionen und Windwerkwellen, bei welchen zeitweilig relative Bewegungen der beiden, durch die Kupplung zu verbindenden Wellenenden in Betracht kommen.\*\*)

\*) Passende Keildimensionen ergeben im allgemeinen für den Wellendurchmesser  $d'$  nach der Cotierung in Fig. 12 und 13, Taf. I, die Formeln:

$$\xi = 3 \text{ mm} + 0,25 d'; \quad \zeta = 3 \text{ mm} + 0,15 d'.$$

\*\*\*) Siehe hierüber: Reuleaux, „Der Constructeur“, vierte Auflage, S. 400 und 863; des Verfassers Broschüre „Über die rotierende Differenzialbremse“; Dinglers Polytechn. Journal, 1880. Bd. 235, S. 10 und über Thomans Frictionskupplung in Dinglers Polytechn. Journal, 1878. Bd. 229, S. 317.

Bei den amerikanischen Deckenvorgelegen für Schraubenschneiddrehbänke kommen ebenfalls solche Frictionskupplungen vor, um die Anwendung der Leerscheibe zu umgehen und die Riemenverschiebung zu vermeiden.\*)

Eine ziemlich complicierte Bremse mit von innen an die Bremscheibe angepresstem Bremskörper ist die an den Winden von Mégy, Cheverria & Bazan in Paris.\*\*)

Zur Regulierung der Bewegung rotirender Wellen kommen endlich Bremswerke in verschiedener, den jeweiligen Anforderungen entsprechender Anordnung auch bei den Hilfsmaschinen der Textilindustrie vor.

Die Fig. 3, Taf. IV, bis Fig. 9, Taf. V, zeigen Bandbremsen, wie sie bei Winden und Krabben vorkommen. Eine Lamellenbremse ist in Fig. 7 bis 9, Taf. VIII, dargestellt und bereits bei den Sperrwerken besprochen. In Fig. 2 und 4, Taf. V, sind Bandbremsen mit Holzbelag und in Fig. 10, Taf. V, eine Backenbremse in der bei Aufzügen und Fördermaschinen gebräuchlichen Anordnung dargestellt.

Hinsichtlich ihrer Wirkungsweise unterscheidet man zwei Arten von Bandbremsen, nämlich: Schließungsbremsen (Fig. 3, Taf. IV, bis Fig. 8, Taf. V) und Lösungsbremsen (Fig. 9, Taf. V); bei ersteren muß das Bremsband angezogen werden, um zu bremsen; bei letzteren ist die Bremse im gewöhnlichen Zustande festgezogen und die gewünschte Bewegung kann erst nach Lösung der Bremse eintreten. Letztere sind bei bedeutenden Kräften den ersteren der größeren Sicherheit wegen vorzuziehen. Die Spannung des Bremsbandes erfolgt hierbei durch das Eigengewicht des Hebels oder durch ein entsprechendes Aufsteckgewicht (*K* Fig. 9, Taf. V).

Hinsichtlich der Spannungsweise des Bremsbandes unterscheidet man drei Arten der Bandbremsen, nämlich: Einseitig gespannte Bremsen (Fig. 3, 10 und 11, Taf. IV, bis Fig. 1 und 2, Taf. V), bei welchen nur ein Bremsbandende angezogen wird; zweiseitig gespannte Bremsen (Fig. 3 bis 8, Taf. V), bei welchen gleichzeitig beide Bremsbandenden angezogen werden; endlich Differenzialbremsen (Fig. 7, Taf. IV, und Fig. 9, Taf. V), bei welchen das

\*) Siehe hierüber des Verfassers Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878: „Maschinen zur Bearbeitung der Metalle.“

\*\*) Beschrieben und abgebildet in A. Riedler, Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen und Umland, Der praktische Maschinenconstruictur 1877. S. 262. Taf. 76.

eine Bremsbandende am längeren Hebelarm angezogen, das zweite am kürzeren Hebelarm nachgelassen wird. Die Differenzialbremsen ermöglichen die Bremsung mit dem geringsten äußeren Kraftaufwand am Bremshebel und kommen deshalb insbesondere zur Abbremsung größerer Kräfte in Anwendung.

Eine besondere Art der Backenbremsen ist auch der Prony'sche Zaum (Fig. 1 bis 4, Taf. VI), nämlich diejenige Bremsvorrichtung, welche angewendet wird, um den von einem Motor an die bezügliche Welle abgegebenen Nutzeffect direct zu messen.\*)

2. Haupttheile der Bremswerke. Die Haupttheile der Bandbremsen bilden die Brems Scheibe, das Bremsband und der Bremshebel; jene der Backenbremsen, die Brems Scheibe, der Bremshebel mit dem Bremsbacken und die Zugvorrichtung

\*) Siehe hierüber: Die Untersuchungen an Dampfmaschinen und Dampfketten u. auf der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Herausgegeben von H. v. Reiche. Aachen 1881.

In Fig. 1 bis 4, Taf. VI, ist der größere der beiden auf der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf angewendeten, von Prof. Rädinger angegebenen Bremszäume vorgenannter Quelle entnommen, welcher dazu verwendet wurde, den Nutzeffect der Dampfmaschinen von 30 bis 100 Pferdestärken zu ermitteln. Die Brems Scheibe ist zweitheilig durch Zer Sprengen des Kranzes nach dem Guß. In die schwach conische Bohrung wurde eine gußeiserne Büchse eingepaßt, die mit ihrer Bohrung auf die Schwungradwelle der zu bremsenden Maschine auf gepaßt war. Die Bremsklöße bestanden aus Eichenholz, welches mit der Stirnseite die Scheibe berührte. Der Bremshebel drückte mit einem an ihm befestigten Stifte, dessen unteres Ende mit der Wellenachse in gleicher Höhe lag, auf die Brücke *B* einer Decimalwage *D*. Der am Bremshebel angebrachte Katarakt wurde nur beim ersten Versuch benützt, da hierdurch Klemmungen und Reibungen zu erwarten waren und das Anhalten der zu lebhaft spielenden Zunge der Decimalwage mittels der Finger des Beobachters leicht zu erzielen war.

Das Kühlwasser wurde sowohl durch den Trichter am Bremshebel als auch auf den freien Stellen zwischen den Bremsbacken auf die Brems Scheibe geleitet und durch tiefe breite Ruthen in den Laufflächen der Bremsbacken vertheilt.

Bezeichnet nach der Cotierung in Fig. 1, Taf. VI, *G* den während des Versuches vom Bremshebel auf die Wage ausgeübten Druck abzüglich des durch das Eigengewicht veranlaßten, in Kilogramm; *L* die Hebellänge; *n* die Umdrehungszahl der gebremsten Welle pro Minute; *N<sub>n</sub>* den abgebremsten Nutzeffect in Pferdestärken 1 PS = 75 mk, so ist

$$N_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot G.$$

zum Anziehen der Bremse. Bei den in Fig. 1 und 6, Taf. V, gezeichneten Bandbremsen ist statt des Bremshebels ebenfalls eine besondere Zugvorrichtung mit Handrad und flachgängiger Schraubenspindel angewendet.

Die Bremscheibe ist mit Rändern versehen, um das Herabfallen des Bremsbandes zu verhindern, wie in Fig. 2, Taf. IV, oft aber auch glatt cylindrisch wie in Fig. 1, Taf. IV. Dieselbe wird aus Gussseisen hergestellt und besitzt wie ein Zahnrad Arme zur Verbindung des Kranzes mit der Nabe, wie in Fig. 1 und 3, Taf. IV, oder eine Armscheibe. Die Bremscheibe ist auf der zugehörigen Welle aufgefellt oder mit einem nebenanschließenden Zahnrad verschraubt, oder mit dem Zahnrad in einem Stück gegossen, wie in Fig. 20, Text. Der Bremshebel ist auf dem zugehörigen Zapfen lose drehbar und nur gegen seitliche Verschiebung durch Bunde, Bundringe oder Scheiben mit Steckstiften, oder endlich durch Scheiben und Muttern gesichert.

Das aus Federstahl oder weichem, gehämmertem Schmiedeseisen hergestellte Bremsband ist lose über den abgedrehten Kranz der Bremscheibe gelegt und mit seinen beiden Enden entsprechend der jeweiligen Anordnung befestigt. Die bezüglichliche Detailconstruction ist in den Fig. 3 bis 13, Taf. IV, dargestellt.

Wenn bedeutende Kräfte abgebremst werden sollen, so wird das Bremsband mit Eichenholzklözchen armirt (Fig. 2 und 4, Taf. V), um den Reibungswiderstand zu erhöhen. Bei den Backenbremsen, Fig. 10, Taf. V, kommen Bremsklöße von Eichenholz zur Anwendung.

**3. Dimensionsbestimmung.** Im Folgenden ist die, für die constructive Darstellung erforderliche Dimensionsbestimmung für die vor genannten drei Arten der Bandbremsen und für die Backenbremse mit einem Bremsbacken durchgeföhrt.

Bezeichnet man bei der Bandbremse unter Berücksichtigung der Cotierung in den bezüglichlichen Figuren auf Taf. IV und V, mit

$T$  die größere der beiden Bremsbandspannungen, in Kilogramm,

$t$  die kleinere desgleichen, in Kilogramm,

$\alpha$  den vom Bremsband umspannten Bogen für den Halbmesser gleich der Einheit, oder anders ausgedrückt, das Verhältniß des umspannten Bogens zum Radius der Bremscheibe,

$\varphi$  den Reibungscoefficient zwischen Bremsband und Bremscheibe,

$\tau = \frac{T}{t}$  das Verhältniß der beiden Bremsbandspannungen,

$e = 2,7183$  die Basis der natürlichen Logarithmen,  
 $K$  die für das Gleichgewicht am Bremshebel erforderliche äußere Kraft,  
 ohne Rücksicht auf die Steifigkeit des Bremsbandes und das  
 Eigengewicht des Bremshebels, in Kilogramm,

$a, b, L$ , die zu  $T, t$  und  $K$  gehörigen Hebellängen in Millimeter,

$R$  den Halbmesser der Bremscheibe in Millimeter,

$P$  die Bremskraft am Halbmesser  $R$ , d. i. die Reibung am Scheiben-  
 umfange,\*)

$\beta$  die Breite des Bremsbandes in Millimeter,

$\delta$  die Dicke " " " " "

$S$  die Beanspruchung des Bremsbandes auf Zug in Kilogramm auf  
 einen Quadratmillimeter Querschnitt,

so erhält man nach den bekannten Regeln über die Reibung folgende  
 Gleichungen:

$$\tau = e^{\mu\alpha} \dots \dots \dots (18)$$

$$T = \tau \cdot t \dots \dots \dots (19)$$

$$P = T - t = (\tau - 1) t \dots \dots \dots (20)$$

Durch Verbindung der beiden letzteren Gleichungen ergibt sich

$$T = \frac{\tau}{\tau - 1} \cdot P \dots \dots \dots (21)$$

und mit Rücksicht auf die Beanspruchung des Bremsbandes

$$T = \beta \delta S \dots \dots \dots (22)$$

Zu diesen Gleichungen treten noch jene für das Gleichgewicht am  
 Hebel, u. zw.:

a) für die einseitig gespannten Bremsen (Fig. 3, 10 und 11,  
 Taf. IV und Fig. 2, Taf. V)

$$K \cdot L = t \cdot b \dots \dots \dots (23)$$

b) für die zweiseitig gespannten Bremsen (Fig. 3 bis 5 und  
 Fig. 8, Taf. V)

$$K \cdot L = t b + T a \dots \dots \dots (24^{**})$$

c) für die Differenzialbremsen als Schließungsbremsen (Fig. 7,  
 Taf. IV)

\*) Ist nach der Cotierung in Fig. 1 bis 9, Taf. V,  $Q$  die zu bremsende Last  
 am Halbmesser  $e$ , so ist  $PR = Qe$ .

\*\*\*) Zur richtigen Einstellung des Bremshebels bei gespannter Bremse ist es  
 zweckmäßig, insbesondere bei Differenzialbremsen, eine Spanuvorrichtung anzubringen  
 (Fig. 10 und 11, Taf. IV).

$$\left. \begin{array}{l} KL = tb - Ta \\ \frac{b}{a} > \tau \end{array} \right\} \dots \dots \dots (25)$$

d) für die Differenzialbremsen als Lösungsbremsen (Fig. 9, Taf. V)

$$\left. \begin{array}{l} K_1 L_1 = KL + Ta - tb \\ \frac{b}{a} < \tau \end{array} \right\} \dots \dots \dots (26^*)$$

Bei der Bandbremse in Fig. 1, Taf. V, wird die Zugspannung  $t$  direct von der flachgängigen Schraubenspindel aufgenommen; bei jener in Fig. 6, Taf. V ergibt sich als Zug der flachgängigen Schraubenspindel die Resultierende der Spannungen  $T$  und  $t$  und die Schraubenspindel hat die Richtung dieser Resultierenden zu erhalten, welche sich bei passend gewähltem Winkel  $\omega$  graphisch bestimmen lässt, wie in Fig. 7, Taf. V, gezeichnet.

Bezeichnet man bei der Backenbremse, unter Berücksichtigung der Cotierung in Fig. 10, Taf. V, mit  $a$  den Hebelarm der Bremskraft  $P$  am Halbmesser  $R$  der Bremscheibe,  $K$  den Zug der Schraubenspindel am Hebelarm  $L$ ,  $N$  den Normaldruck zwischen Bremsbacken und Bremscheibe am Hebelarm  $b$ ,  $\varphi$  den Reibungscoefficient zwischen Bremsbacken und Bremscheibe,  $d'$  den Wellendurchmesser,  $\beta'$  die axiale Breite der Bremsbacken, so gelten die Gleichungen:

$$P = \varphi \cdot N \dots \dots \dots (27)$$

$$K \cdot L = N \cdot b - P \cdot a \dots \dots \dots (28)$$

Zur Specialisirung der Gleichungen (18 bis (28 kann man nehmen  
 $\varphi = 0,1$  für Schmiedeeisen oder weichen Stahl auf Gusseisen, fettig,  
 $\varphi = 0,18$  für Schmiedeeisen oder weichen Stahl auf Gusseisen, ohne Schmiere,  
 $\varphi = 0,22$  für Eichenholz auf Gusseisen, mit Wasser,

---

\*) Hierbei hat das Aufstieggewicht  $K$  nur die Steifigkeit des Bremsbandes zu überwinden, um dieses an die Bremscheibe anliegend zu erhalten, derart, dass zwischen beiden Theilen Reibung entsteht. Diese Bremse besitzt die Eigenschaft, sich selbst bis zum Bruche des Bremsbandes selbstthätig zu spannen. (Siehe hierüber des Verfassers Broschüre „Über die rotierende Differenzialbremse.“) Die Kraft  $K_1$  am Hebelarme  $L_1$  ist die zur Lösung der Bremse erforderliche und muss von Hand oder, wie in Fig. 9, Taf. V, vorausgesetzt, durch Fußtritt ausgeübt werden, wenn die Last niedergelassen werden soll.

$\varphi = 0,4$  für Eichenholz auf Gußeisen, ohne Schmiere,  
 $\alpha = 0,7 \cdot 2\pi = 1,4\pi = 4,398$  für gewöhnliche Verhältnisse der Band-  
 bremsen ( $252^\circ$  Winkelmaß in Graden),

$\tau = 1,56$  für ein Eisen- oder Stahlband auf gußeiserner Scheibe, fettig,  
 $\tau = 2,2$  für ein Eisen- oder Stahlband auf gußeiserner Scheibe, ohne  
 Schmiere,

$\tau = 2,62$  für ein mit Holzklötzchen armiertes Bremsband auf gußeiserner Scheibe, mit Wasser,

$\tau = 5,8$  für ein mit Holzklötzchen armiertes Bremsband auf gußeiserner Scheibe, ohne Schmiere,

$K = 10$  bis  $20$  kg,

$\beta = 40$  bis  $80$  mm,

$\delta = 2$  bis  $4$  mm,

$\beta' = 1,5$  d'\*)

$S = 3$  bis  $4,5$  kg/mm<sup>2</sup> für ein schmiedeeisernes Bremsband,

$S = 6$  bis  $8$  kg/mm<sup>2</sup> für ein Stahlband,

$R > 3$  d' bis  $4$  d' für Bandbremsen,

$R > 4$  d' bis  $5$  d' für Backenbremsen.

Der schmiedeeiserne Bremshebel erhält gute Verhältnisse, wenn man mit  $M_b$  das Biegemoment für den Querschnitt  $b_1$ ,  $h_1$  bezeichnet und mit Rücksicht auf die Cotierung in Fig. 3 und 4, Taf. IV, setzt:

$$\left. \begin{aligned} M_b &= \frac{1}{6} b_1 h_1^2 \cdot S_1 \\ S_1 &= 4 \text{ bis } 5 \text{ kg/mm}^2 \\ h_1 &= 2,65 b_1 \text{ bis } 3 b_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (29)$$

$$\left. \begin{aligned} h_2 &= \frac{1}{2} h_1 \\ b_2 &= b_1 \end{aligned} \right\} \text{ oder } \left. \begin{aligned} h_2 &= \frac{2}{3} h_1 \\ b_2 &= \frac{2}{3} b_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (30)$$

Für den hölzernen Bremshebel nehme man in Gl. (29)

$$S_1 = 0,7 \text{ kg/mm}^2 \text{ und } h_1 = 1,5 b_1 \text{ bis } 2 b_1 \dots \dots \dots (31)$$

\*) Die Breite der Bremsbacken und die Projection der von denselben berührten Bogenlänge werden unter gegebenen Umständen nicht zu klein ausfallen dürfen, damit der Flächenruck nicht zu groß wird. Beim Prony'schen Zaun insbesondere, welcher unter bestimmter bedeutender Umfangsgeschwindigkeit zu wirken hat, ist dieser Umstand zu beachten und dürfte hierbei durch die Zugschrauben höchstens ein Flächenruck von 0,9 at zulässig sein, bei reichlicher Zufuhr von Seifenwasser oder gewöhnlichem Wasser zur Kühlung.

Der als Stirnzapfen ausgeführte Hebelndrehzapfen und die Charnierbolzen für die Einhängung des Bremsbandes, beide aus Schmiedeeisen, können für die Beanspruchung  $S = 6$  bis  $7,5 \text{ kg/mm}^2$  dimensioniert werden.

Für den Stirnzapfen vom Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  gilt sonach wieder die Gl. (12 resp. (14, wenn unter  $P$  die entsprechende Belastung verstanden wird.

Der Charnierbolzen oder Gabelzapfen vom Durchmesser  $d_3$  und der Länge  $l_3$  kann entweder nach der Formel

$$d_3 = \sqrt{\frac{4}{\pi S} \cdot \frac{l_3}{d_3} \cdot P} \dots \dots \dots (32)$$

berechnet werden, welche für  $S = 6 \text{ kg/mm}^2$  und  $l_3 = 1,1 d_3$

$$d_3 = 0,48 \sqrt{P} \dots \dots \dots (33)$$

und für  $S = 7,5 \text{ kg/mm}^2$  und  $l_3 = 1,2 d_3$

$$d_3 = 0,44 \sqrt{P} \dots \dots \dots (34)$$

ergibt, oder aus dem gleichwertigen Stirnzapfen ( $dl$ ) nach der Formel

$$\frac{d_3}{d} = 0,63 \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} \dots \dots \dots (35^*)$$

wobei  $l$  und  $l_3$  aus der Zeichnung (Fig. 4, Taf. IV) zu entnehmen oder passend zu wählen sind. Die Charnieraugen erhalten radial  $0,5 d$  und achsial  $0,4 d$  als Querschnittsdimensionen. Bezeichnet  $d_0$  den äußeren

\*) Hierbei ist der Bolzen vom Durchmesser  $d_3$  (Fig. 6, Taf. IV) als auf die Länge  $l_3$  gleichförmig vertheilt belastet und an den Enden von  $l_3$  freiaufhängend vorausgesetzt. Demnach gilt hiefür die bekannte Festigkeitsgleichung

$$\frac{Pl_3}{8} = S \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_3^3,$$

welche mit jener für den gleichwertigen Stirnzapfen

$$\frac{Pl}{2} = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3$$

durch Division auf die Gl. (35 führt, indem sich ergibt

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{l_3}{l} = \frac{d_3^3}{d^3}$$

oder

$$\frac{d_3}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} = 0,63 \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}}$$

Diese Beziehung ist darum zweckmäßiger als die directe Berechnung von  $d_3$  aus  $P$ , weil man bei Dimensionsabrundungen immer den gleichwertigen Stirnzapfen vor Augen hat und für die sich zumeist durch technologische Rücksichten ergebende Länge  $l_3 > d_3$  der Zapfendruck  $p = P : (d_3 l_3)$  jedenfalls innerhalb zulässiger Grenzen liegt.

Durchmesser des Hebelauges,  $l$  die Länge und  $d$  die Bohrung desselben an der Stelle des Querschnittes  $b_1$   $h_1$ , so muß sein,

$$(d_0^2 - d^2) l = b_1 h_1^2$$

woraus

$$d_0 = \sqrt{d^2 + \frac{b_1 h_1^2}{l}} \dots \dots \dots (36)$$

Es erscheint insbesondere bei den Differenzialbremsen am zweckmäßigsten, die Hebelarme der Bandbremsen gleich in die Richtung senkrecht zu den Bremsbandenden der gespannten Bremse zu legen wie gezeichnet und eventuell zur genauen Adjustierung eine Spannvorrichtung (Fig. 5 bis 9, Taf. IV) anzuwenden. Bei den einseitig gespannten Bandbremsen ist es dagegen manchmal behufs Erzielung eines kurzen Hebelarmes vorteilhaft, denselben schief gegen das Bremsband anzuordnen.

Bezeichnet  $A$  die Anzahl der Nadelarme der Bremscheibe,  $h$  die Höhe und  $\delta_1$  die Dicke in Millimeter, der in der Nadelebene liegenden Hauptrippe, im Achsenmittel (Fig. 1 und 3, Taf. IV),  $S$  die Beanspruchung der stärksten gespannten Faser, so erhält man, weil die Arme auf Biegung beansprucht sind und die Versteifungsrippe außer Betracht gelassen werden kann

$$PR = \frac{1}{6} \cdot \delta_1 h^2 \cdot S \cdot A \dots \dots \dots (37)$$

Nach guten Ausführungen kann man hierfür nehmen

$$\delta_1 = \frac{1}{5} h; S = 1,67 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (38)$$

und erhält hiermit aus Gl. (37)

$$h = 2,619 \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \dots \dots \dots (39)$$

und durch Verbindung dieser Gl. (39 mit jener (15)

$$\frac{h}{d'} = 1,917 \sqrt[3]{\frac{1}{A}} \dots \dots \dots (40)$$

Für die Anzahl der Arme kann man als Anhalt nehmen

$$A = \frac{R}{d'} \dots \dots \dots (41)$$

wobei  $d'$  nach Gl. (15) bestimmt wird. Die Arme werden gegen den Kranz verzängt, auf

$$h_1 = 0,75 h \text{ bis } 0,8 h \dots \dots \dots (42)$$

Bezeichnet ferner  $i$  die Anzahl der auf Absicherung beanspruchten Nieten, mit welchen das den Zug  $T$  aufnehmende Armierungsstück am Bremsband befestigt ist und  $S$  die zulässige Beanspruchung auf Absicherung, so ergibt sich der Durchmesser des Nietbolzens  $d$  aus der Gl.

$$\frac{\pi}{4} d^2 \cdot i \cdot S = T \quad \dots \dots \dots (43)$$

wobei  $S = 3$  bis  $4,5 \text{ kg/mm}^2$  genommen werden kann.

1. Beispiel. Die Bremscheibe vom Halbmesser  $R$  sitzt auf der Trommelwelle eines Windwerkes. Die Last  $Q = 470 \text{ kg}$  hängt am Halbmesser  $q = 85 \text{ mm}$  (Fig. 5, Taf. II). Es sind die Dimensionen der nach Fig. 2 bis 4, Taf. IV, auszuführenden einseitig gespannten Bandbremse zu bestimmen. Die Beanspruchung der Trommelwelle auf Torsion berechnet, soll  $S' = 3 \text{ kg/mm}^2$  betragen.

Nach Fig. 5, Taf. II ergibt sich für die Bremskraft  $P$  am Halbmesser  $R$  die Gleichung

$$PR = Qq = 39950 \sim 40000.$$

Um hierfür mittels der Tabelle S. 18 den Wellendurchmesser  $d'$  zu bestimmen, hat man zu suchen  $40000 : 1,5 = 26670$  und findet hiermit

$$d' = 42 \text{ mm.}$$

Wählt man nun den Halbmesser der Bremscheibe

$$R = 3,5 d' = 147 \sim 150 \text{ mm,}$$

so wird

$$P = 40000 : 150 = 267 \text{ kg.}$$

Nach Gl. (21) wird nun für  $\tau = 2,2$ ;  $T = 489,5 \sim 490 \text{ kg}$  und somit  $t = T : \tau = 223 \sim 220 \text{ kg}$ . Bringt man ein schmiedeisernes Bremsband zur Anwendung und wählt  $\delta = 2 \text{ mm}$ ;  $S = 4,5 \text{ kg/mm}^2$ ; so erhält man aus Gl. (22) die Breite des Bremsbandes  $\beta = 54,4 \sim 55 \text{ mm}$ , also einen passenden Wert.

Nimmt man nun annähernd die Belastung des Hebel Drehzapfens gleich

$$\sqrt{T^2 + t^2} = \sqrt{490^2 + 220^2} = 540 \text{ kg}$$

und wählt die Länge desselben der Zeichnung entsprechend  $l = 0,75 \beta \sim 40 \text{ mm}$ , so erhält er nach Gl. (14) den Durchmesser

$$d = 0,879 \sqrt[3]{P \cdot l} = 0,879 \sqrt[3]{540 \cdot 40} = 24,6 \sim 25 \text{ mm.}$$

Für die gleiche Länge  $l = 40 \text{ mm}$  erhält der dem Zug  $t$  entsprechende Stirnzapfen den Durchmesser

$$d = 0,879 \sqrt[3]{220 \cdot 40} = 18 \text{ mm;}$$

sonach erhält der Charnierbolzen für die schätzungsweise angenommene Länge  $l_3 = 15 \text{ mm}$  den Durchmesser nach Gl. (35)

$$d_3 = 0,63 \cdot 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{15}{40}} = 8,19 \sim 10 \text{ mm.}$$

Setzt man nun die Eisendicke des Charnierauges bei  $t$  gleich  $0,5 d = 9 \text{ mm}$  und jene desselben bei  $T$  wieder gleich  $0,5 d = 12,5 \text{ mm}$ , so erhält man den Charnieraugen entsprechend mit  $5 \text{ mm}$  Zwischenraum die kleinste Hebellänge

$$b = 25 + 14 + 5 = 44 \sim 45 \text{ mm.}$$

Nun gibt die Gl. (23 wenn man  $K = 20 \text{ kg}$  wählt,

$$L = \frac{tb}{K} = \frac{223.45}{20} = 501,2 \sim 500 \text{ mm},$$

also eine passende Hebellänge, die beibehalten werden kann. Das Biegemoment für den Querschnitt ( $b_1$   $h_1$ ) wird nun annähernd

$$M_b = K(L - b) = 20.455 = 9100,$$

hiermit gibt die Gl. (29, wenn man  $S_1 = 5 \text{ kg/mm}^2$  und  $h_1 = 2,65 b_1$  setzt:

$$b_1 = 12 \text{ mm}; h_1 = 31,8 \sim 32 \text{ mm}.$$

Es kann somit auch  $l_3 = 15 \text{ mm}$  beibehalten werden, wie angenommen wurde.

Wird der Hebel durchaus gleich dick gemacht, um beim Handgriff nicht zu dünn auszufallen, so wird

$$b_2 = b_1 = 12 \text{ mm}; h_2 = \frac{1}{2} h_1 = 16 \text{ mm},$$

wie in Fig. 1, Taf. IV, stricheliert, oder es wird der Hebel dem Gefühle nach geformt und sonach stärker ausgeführt, wie in Fig. 1, Taf. IV, voll ausgezogen.

Wird das Bremsbandende durch 3 Nieten mit dem Charnier verbunden und nimmt man die Beanspruchung der Nieten auf Abicherung  $S = 4,5 \text{ kg/mm}^2$  so erhält man, wenn  $d$  den Nietbolzendurchmesser bezeichnet:

$$3 \frac{\pi}{4} d^2 S = T$$

woraus

$$d = 6,8 \sim 7 \text{ mm}.$$

2. Beispiel. Die Bremscheibe vom Halbmesser  $R$  sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle eines Windwerkes mit doppelter Räderübersetzung (Fig. 6, Taf. II). Die Last  $Q = 1250 \text{ kg}$  hängt am Trommelhalbmesser  $\hat{q} = 120 \text{ mm}$ . Es sind die Hauptdimensionen der nach Fig. 7, Taf. IV, auszuführenden Differenzialbremse zu bestimmen. Die Beanspruchung der Vorgelegewelle auf Torsion soll  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  betragen. Die Zahnräder des Windwerkes erhalten die Zähnezahlen  $z_1 = 13$ ;  $z_2 = 49$ ;  $z_3 = 13$ ;  $z_4 = 78$ ; wie im 2. Beispiel S. 21 und man erhält wie dort  $d' = 42 \text{ mm}$  als Durchmesser der Vorgelegewelle.

Nach Fig. 6, Taf. II, ergibt sich für die Bremskraft  $P$  am Halbmesser  $R$  die Gleichung

$$PR = \frac{R_3}{R_4} \cdot Q\hat{q} = \frac{z_3}{z_4} \cdot Q\hat{q} = 25000.$$

Wählt man wieder den Halbmesser der Bremscheibe

$$R = 3,5 d' = 147 \sim 150 \text{ mm},$$

so wird  $P = 25000 : 150 = 167 \text{ kg}$  und nach Gl. (21 für

$$\tau = 2,2; T = 306 \text{ kg}.$$

Wendet man ein schmiedeeisernes Bremsband an von  $2 \text{ mm}$  Dicke für  $S = 4,5 \text{ kg/mm}^2$ , so erhält man aus Gl. (22 die Breite des Bremsbandes

$$\beta = 34 \sim 40 \text{ mm}.$$

Wählt man nach Gl. (25  $\frac{b}{a} = \tau = 2,2$ , so wird  $K = 0$ , das heißt, man wird mit einer sehr geringen Kraft ausreichen, die Bremse anzuziehen. Die übrige Dimensionsbestimmung erfolgt analog dem vorhergehenden Beispiele, wobei das

Biegemoment  $M_b = T \cdot a$  für den Hebelquerschnitt ( $b_1, h_1$ ) in Rechnung kommt, und der Hebelarm  $L$  nach passendem Aussehen gezeichnet wird. Wird bei dieser Bremse eine Spannvorrichtung zur genauen Adjustierung des Bremsbandes angewendet, so ist sie bei dem mit

$$t = \frac{306}{2,2} = 140 \text{ kg}$$

gespannten Ende anzubringen, und die Schraube erhält nach der Whitworth'schen Scala (S. 20) für  $P = 140 \text{ kg}$  entsprechend dem nächst größeren Tabellenwert  $\frac{1}{2}$  Zoll englisch Durchmesser, also die Nr. 4.

3. Beispiel. Eine Backenbremse nach Fig. 10, Taf. V, dient zur Bremsung der Last  $Q = 550 \text{ kg}$  am Trommelhalbmesser  $\varrho = 90 \text{ mm}$ . Die Bremscheibe sitzt auf der Trommelwelle. Es sind die Hauptdimensionen der Bremse zu bestimmen.

Die Trommelwelle erhält nach der Tabelle S. 18 für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  und  $PR = Q\varrho = 49500$  den Durchmesser  $d' = 52 \text{ mm}$ .

Wählt man den Halbmesser der Bremscheibe

$$R = 5 \cdot d' = 260 \text{ mm},$$

ferner die am Hebel wirkende Zugkraft

$$K = 60 \text{ kg}$$

und vernachlässigt  $a$ , so erhält man nach Gl. 28 annähernd

$$K \cdot L = \mathfrak{N} \cdot b \text{ woraus } \frac{L}{b} = \frac{\mathfrak{N}}{K}.$$

Nun wird

$$P = 49500 : 260 = 190 \text{ kg}; \mathfrak{N} = \frac{P}{\varrho} = \frac{190}{0,4} = 475 \text{ kg}; \frac{L}{b} = 7,92 \sim 8;$$

wählt man

$$b = 150 \text{ mm},$$

so ergibt sich

$$L = 1200 \text{ mm}.$$

Das Biegemoment für den Hebelquerschnitt ( $b_1, h_1$ ) ist

$$M_b = K \cdot (L - b) = 60 \cdot 1050 = 63000,$$

somit wird nach Gl. (29), wenn man für den aus Eichenholz hergestellten Hebel

$$h_1 = 2 b_1 \text{ und } S_1 = 0,7 \text{ kg/mm}^2$$

setzt:

$$b_1 = 51,3 \sim 55 \text{ mm}; h_1 = 110 \text{ mm}.$$

Hiermit wird die Bremse gezeichnet, es ergibt sich aus der Zeichnung  $a$  und nun wird nach Gl. (28)  $L$  genau bestimmt.

Die Breite der Bremsbacken wird

$$\beta' = 1,5 d' = 78 \sim 80 \text{ mm}.$$

4. Beispiel. Es sind für die Bremscheibe im 1. Beispiele S. 33 die Arm-dimensionen zu bestimmen.

Es ist  $R = 150 \text{ mm}$ ;  $PR = 40000$ , somit wird nach Gl. (15) der Wellen-durchmesser  $d' = 1,366 \sqrt[3]{PR} = 1,366 \cdot \sqrt[3]{40000} = 1,366 \cdot 34,2 = 46,7 \text{ mm}$ , also ist nach Gl. (41) die Anzahl der Arme

$$A = \frac{R}{d'} = \frac{150}{46,7} = 3,2 \sim 4.$$

Ferner die Höhe der Hauptrippe im Achsenmittel nach Gl. (39)

$$h = 2,619 \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} = 2,619 \cdot \sqrt[3]{\frac{40000}{4}} =$$

$$= 2,619 \cdot \sqrt[3]{10000} = 2,619 \cdot 21,54 = 56,4 \sim 56 \text{ mm,}$$

somit wird die Dicke der Hauptrippe nach Gl. (38)

$$\delta_1 = \frac{1}{5} h = \frac{1}{5} \cdot 56 = 11,2 \sim 12 \text{ mm,}$$

endlich wird nach Gl. (42 die Höhe der Hauptrippe am Kranze der Bremscheibe

$$h_1 = 0,8 h = 0,8 \cdot 56 = 44,8 \sim 45 \text{ mm.}$$

**4. Herstellung der Bremswerke.** Das Modell der glatten Bremscheibe wird zum Gusse eingeformt wie das einer gewöhnlichen Riemencheibe, jenes mit Rändern muß entweder im Mittel senkrecht zur Achse getheilt sein oder einen Rand lose aufgesteckt besitzen. Niedrige Ränder können auch an dem ohne Ränder hergestellten Gussstücke durch Eindrehen der Aufslagfläche für das Bremsband hergestellt werden. Die Bearbeitung des Gussstückes erfolgt auf der Drehbank sowohl an der Nabe als auch an der Aufslagfläche des Bremsbandes. Die Bremscheibe wird zuerst auf die Planscheibe gespannt, centriert und ausgebohrt, sodann wird der beiderseits mit vertieft eingebohrten Körnerlöchern versehene Drehdorn eingeschlagen oder mittels der hydraulischen Dornpresse eingepresst, (letzteres in größeren Fabriketablissemments gebräuchlich) und nun erfolgt das Abdrehen auf dem Dorn. Die Aufslagfläche des Bremsbandes soll nicht poliert werden.

Das Bremsband wird, aus Schmiedeseisen oder Federstahl, soweit gehämmert, daß es sich der Form der Bremscheibe annähernd anschließt.

Der Bremshebel der Bandbremsen wird aus Schmiedeseisen hergestellt, voll geschmiedet, auf der Verticalbohrmaschine gebohrt und sodann vom Schlosser Kagrau gefeilt. Der Handgriff wird gewöhnlich flach, mit abgerundeten Kanten ausgeführt.

Die Charnierstücke werden voll geschmiedet nach dem Anreißen gebohrt, sodann gemeißelt und ausgefeilt oder auf der Nutstößmaschine ausgestoßen oder endlich auf der Fräsmaschine ausgefräst und nach vollendeter Bearbeitung an das Bremsband von abgepaßter Länge angenietet; ist eine Spannvorrichtung vorhanden, so erfolgt bei der Montierung die genaue Adjustierung der Länge des Bremsbandes. Die Nietverbindung des Charnierstückes mit dem Bremsbande nach Fig. 4, 5 und 6 Taf. IV, bei welcher der Querschnitt des Bremsbandes gegen das Ende desselben zwei Nietlöcher enthält, entspricht am besten der hier vorliegenden Kraftnietung, bei welcher nur Festigkeit und nicht Dichtigkeit in Berücksich-

tigung steht und das Charnierstück entsprechend dicker ist. Bei sechs Nieten würde man hiernach am Bremsbandende drei, im folgenden Querschnitt zwei und zuletzt eine Niete anzubringen haben. Das mit dem Bremsband in einem Stück geschmiedete Charnierauge Fig. 12 und 13, Taf. IV, entspricht wohl der Festigkeitsanforderung am besten, ist aber in seiner Herstellung sehr kostspielig und wohl nur bei einem schmiedeisernen Bremsband gebräuchlich. Zur gleichmäßigen Vertheilung des Nietenzuges durch Reibung wendet man eine gemeinschaftliche Unterlegplatte oder getheilte Zange an, wie in Fig. 7, Taf. IV, gezeichnet. Das Charnierauge mit ganzer Zange, Fig. 3, Taf. V, ist schwieriger herzustellen und faßt das Bremsband schlecht, wenn letzteres nicht sehr streng eingepaßt ist. Die Aufkeilung erfolgt wie beim Sperrad (S. 23). Für das Anreißen des Stückes, in welchem die Welle gelagert und der Hebel-drehzapfen befestigt ist, ist allein die Achsenentfernung maßgebend.

### III. Die Flaschenzüge.

1. Zweck und Arten der Flaschenzüge. Die Flaschenzüge dienen zum Heben von Lasten auf geringe oder größere Höhen unter Anwendung von Kette und Kettenrollen oder Seil und Seilrollen.

Man unterscheidet hauptsächlich 3 Arten von Flaschenzügen, nämlich: Gewöhnliche Flaschenzüge mit Hanfseil oder Kette also Seilflaschenzüge (Fig. 1, Text, und Fig. 5, 6, Taf. VI) und Kettenflaschenzüge (Fig. 7 bis 10, Taf. VI); Differenzialflaschenzüge,\* von welchen am gebräuchlichsten der Differenzialflaschenzug nach Westons Patent, und zwar mit Zug an der Lastkette (Fig. 2, Text) oder mit besonderer Kettenrolle und Zugkette (Fig. 3, Text) oder endlich mit Tanghes Patent-Räderübersetzung, Kettenrolle und Zugkette (Fig. 4, Text), und Gades Patent-Epicycloidal-Flaschenzug (Fig. 5, Text); endlich Schneckenflaschenzüge oder Schraubenflaschenzüge mit Antrieb durch Schnecke und Schneckenrad (Fig. 6, Text und Fig. 1 bis 6, Taf. VIII).

\*) Hierher gehören noch: Moors Patent-Flaschenzug (Moors Patent-Pulley Block) und der Flaschenzug von Pickering. Eine Abhandlung über die Flaschenzüge dieser Gruppe, von Moritz Ritter von Fichler, enthält die Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins, Jahrg. XXVII, 1875, S. 340.

Die gewöhnlichen Flaschenzüge kommen zumeist in Verbindung mit Windwerken vor. Die anderen Arten der Flaschenzüge dienen zum Heben von Lasten durch directen Zug eines oder mehrerer Männer an der Zugkette oder dem Zugseil und sie eignen sich hierzu insbesondere, weil sie vermöge der ihnen anhaftenden Reibungswiderstände sich selbst sperren derart, daß die Last frei schwebend bleibt, sobald die Zugkette oder das Zugseil frei gelassen wird und somit die Bewegung der Last sowohl aufwärts als abwärts nur durch entsprechend starken Zug an der Zugkette oder dem Zugseil bewerkstelligt werden kann.



Fig. 1. Seilflaschenzug mit 3 Rollen in jeder Flasche.

2. Haupttheile der Flaschenzüge. Sämmtliche vorgenannten Flaschenzüge, mit alleiniger Ausnahme jenes von Gade, haben als Haupttheile die beiden Flaschen oder Rollengehäuse, nämlich die obere mit dem Traghaken und die untere mit dem Lasthaken; jener von Gade aber hat nur ein Rollengehäuse mit Traghaken und dem Lasthaken direct an der frei herabhängenden Lastkette.

Bei den gewöhnlichen Flaschenzügen befinden sich zumeist drei Rollen in jeder Flasche, über welche das Seil oder die Kette wechselweise geschlungen ist. Ein Seil- oder Kettenende ist an der oberen Flasche mittels eines Öhrs befestigt und das zweite Ende dient als Zugorgan. Die Rollen drehen sich lose auf ihren Achsen und die Haken sind drehbar in den die Außenbleche und Laschen verbindenden Traversen befestigt, wie die Figuren 11 bis 13, Taf. VI, zeigen. Zum Schutze gegen das Herabfallen des Seiles oder der Kette sind auch zwischen je zwei Rollen Bleche eingelegt und diese sammt den Außenblechen zur Absteifung durch Stehholzen verbunden, wie in Fig. 5 bis 10, Taf. VI, ersichtlich.

Bei dem Differenzialflaschenzug nach Westons Patent, dessen Detailconstruction die Figuren 14 bis 16, Taf. VI, zeigen, enthält die obere Flasche zwei in einem Stück gegossene Kettenrollen, von ver-

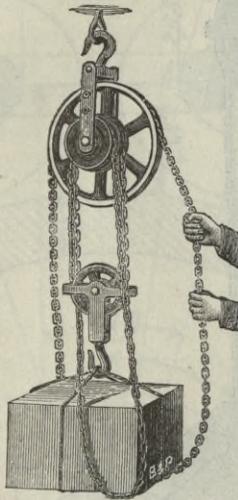
schiedenen Durchmessern (Fig. 14, 15, Taf. VI), welche an den Spurfränzen gezahnt sind, um das Ablaufen der Kette zu verhindern (Fig. 7, Text). Die untere Flasche (Fig. 16, Taf. VI) enthält nur eine am Spurfranz glatte Kettenrolle lose drehbar am zugehörigen Bolzen. Über diese drei Rollen ist eine Kette ohne Ende geschlungen, derart, daß die tragenden Kettenstücke nach entgegengesetzter Richtung von den beiden Rollen der oberen Flasche ablaufen, wie in Fig. 2, Text, zu ersehen. Der Haken und die Rollenachse sind in der ein einziges Stück bildenden Flasche oder dem Kloben befestigt.

Fig. 2.



Mit Zug an der Lastkette.

Fig. 3.



Mit Zugkettenrolle.

Fig. 4.



Mit Tanghes Patent-Käderüberführung.

Westons Patent-Differenzialflaschenzug. (Fig. 2 bis 4.)

Bei Gades Patent-Epicycloidal-Flaschenzug, dessen Detail-Construction die Figuren 1 bis 3, Taf. VII, zeigen, enthält der Kloben auf dem feststehenden Rollenbolzen lose drehbar eine Rolle für die Lastkette und eine zweite, größere, für die schwächere Zugkette. Beide Rollen sind an den Spurfränzen gezahnt. Erstere ist mit einem innen verzahnten mit ihr concentrischen Rade in einem Stück hergestellt; die

Nabe der letzteren ist an der ersterer zugewendeten Seite, excentrisch abgedreht und auf dem so gebildeten Excenter ist lose drehbar ein außen verzahntes Rad (Dreibrad), welches in das früher genannte innen ver-

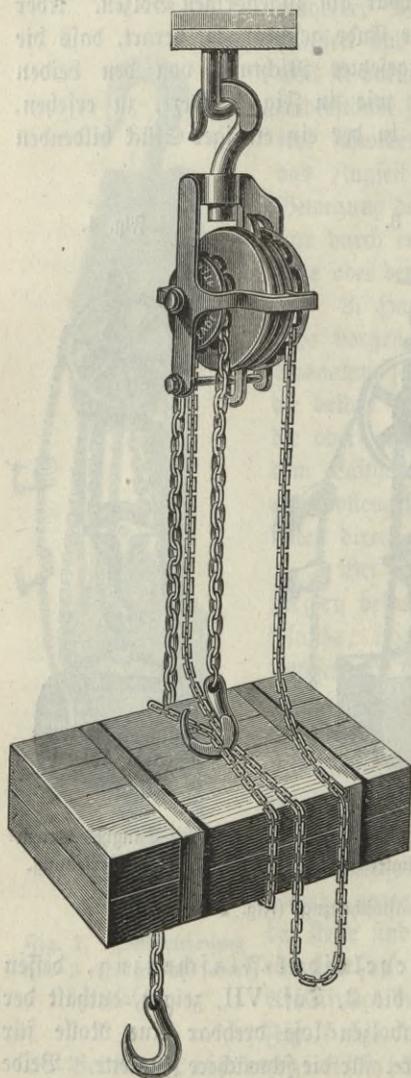


Fig. 5. Cades Patent-Epicycloidal-  
flaschenzug.

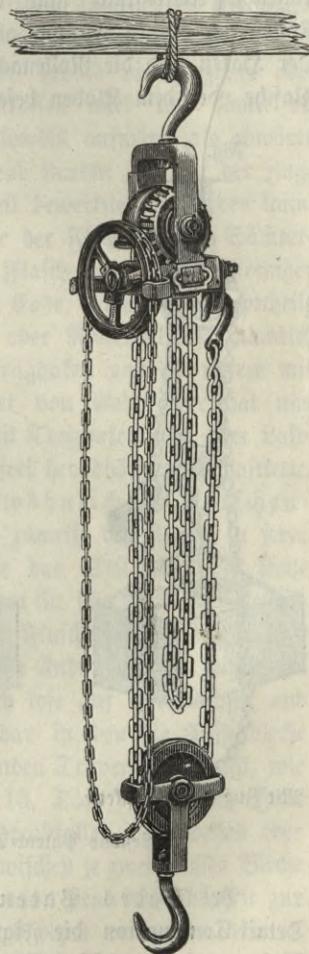


Fig. 6. Beckers Patent-  
Schneckenflaschenzug.

zähnte eingreift, jedoch um einen Zahn weniger hat als dieses, durch angelegte Lappen *mm* an der Drehung gehindert ist und durch die Drehung des Excenters nur nach zwei zu einander senkrechten Richtungen verschoben werden kann. Die beiden in Fig. 2, Taf. VII, gestrichelt gezeichneten Lappen *mm* des außen gezahnten Rades  $r_2$  greifen nämlich in den horizontalen Schlitz der Kreuzschleife *s* ein, die im verticalen Schlitz unten am Stehbolzen und oben an einem Ansätze des Klobens geführt, vertical verschiebbar ist. Oben ist wieder der Traghafen in dem,

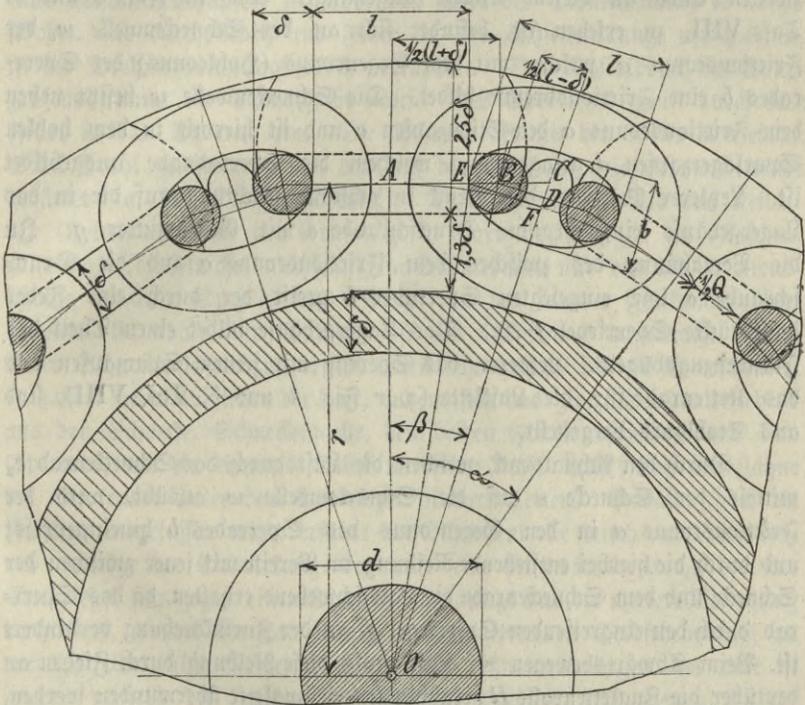


Fig. 7. Kettenrad-Construction.

ein einziges Stück bildenden Kloben befestigt. Die über die zugehörige Rolle gelegte Lastkette trägt an jedem der beiden frei herabhängenden Enden einen Lasthafen, an deren einem die zu hebende Last angehängt wird.

Beckers Patent-Schneckenflaschenzug (Fig. 6, Text und Fig. 4 bis 6, Taf. VIII) enthält die Kettenrolle für die Lastkette mit einem Schneckenrade verbunden; in dieses greift eine Schnecke, deren

Achsendruck Beckers Patent-Drucklager mit conischer Frictionsbremse annimmt. Auf der Schneckenwelle ist die Kettenrolle für die Zugfette freitragend aufgekittet. Ein am Kloben befestigtes Führungsstück dient dazu, die Zugfette gegen das Herabfallen zu schützen. Beide Kettenrollen sind am Spurkranz gezahnt. Die Klobenbildung und die Anbringung des Traghafens sind aus Fig. 6, Text, zu ersehen. Die untere Flasche enthält wieder eine nicht gezahnte Kettenrolle. Die Lastfette ist mit dem einen Ende über die zugehörige Kettenrolle im oberen Kloben gelegt, mit dem zweiten Ende an diesem Kloben angehängt. Wie in Fig. 5 und 6, Taf. VIII, zu ersehen ist, befindet sich an der Schneckenwelle *w*, der Frictionsconus *a*, welcher mit dem Gegenconus (Hohlconus) des Sperrrades *b* eine Frictionsbremse bildet. Die Schneckenwelle *w* besitzt neben dem Frictionsconus *a* den Stirnzapfen *c* und ist hiermit in dem hohlen Spurlagerzapfen *d* gelagert, zu welchem die Sperradnabe ausgebildet ist. Letzterer überträgt den Druck in axialer Richtung auf die in das Lagergehäuse eingeschraubte Druckschraube *e* mit Gegenmutter *g*. In die Verzahnung des zwischen dem Frictionsconus *a* und die Druckschraube *e* lose eingelegten Sperrades *b* greift der durch eine Feder angebrückte Sperrfelg *f* ein. Das Lagergehäuse bildet einen Theil des Flaschenzugsbügels. Letzterer, das Sperrrad mit seinem Spurzapfen und das Kettenrad für die Lastfette (*z*, *r* Fig. 4 und 5, Taf. VIII), sind aus Stahlguss hergestellt.

Durch den Axialdruck, welchen die Last durch das Schneckenrad *z*, mittels der Schnecke *s* auf die Schneckenwelle *w* ausübt, wird der Frictionsconus *a* in den Gegenconus des Sperrades *b* hineingepreßt und durch die hierbei entstehende Reibung im Verein mit jener zwischen der Schnecke und dem Schneckenrade die Last schwebend erhalten, da das Sperrrad durch den eingreifenden Sperrfelg *f* an der Zurückdrehung verhindert ist. Beim Abwärtsbewegen der Last muß diese Reibung durch Ziehen an der über die Zugkettenrolle *R* herabhängenden Zugfette überwunden werden.

Wird jedoch, durch Ziehen an der Zugfette in entgegengesetzter Richtung die Last gehoben, so wird das Sperrrad durch die zwischen demselben und dem Frictionsconus *a* vorhandene Reibung mitgenommen, wobei sich der Spurzapfen *d* im Lagergehäuse dreht und in Folge des axialen Druckes außer der Reibung zwischen der Schnecke und dem Schneckenrade nur die äußerst geringe Reibung zwischen dem Stützzapfen und der Druckschraube *e* zu überwinden ist. Vermöge der großen Steigung der Schnecke (ca. 20° Steigungswinkel) ist auch die Reibung an dieser

soweit verringert, daß man bei diesen Flaschenzügen auf einen ziemlich hohen Wirkungsgrad rechnen kann (60 bis 65 % Nutzeffect).

Lüders' Patent-Schneckenflaschenzug ist in Fig. 1 bis 3, Taf. VIII, dargestellt. Derselbe unterscheidet sich von dem vorbeschriebenen in der Detailconstruction und insbesondere dadurch, daß das Sperrad *b* (Fig. 3) mit ebenen Reibungsflächen zwischen die beiden ebenfalls ebenen Frictionscheiben *a* und *c* lose eingeschoben ist (Patent-Friction) und der Spurzapfen *d* mit der Frictionscheibe *c* ein Stück bildet. Dieser ebenfalls hohle Spurzapfen ist über das Ende der Schneckenwelle *w* aufgeschoben und durch Ruth und Feder in der Achsenrichtung verschiebbar, in der Drehungsrichtung jedoch verkuppelt. Den Achsialdruck des Spurzapfens nimmt die Spurscheibe *e* auf. Der Sperrkegel greift durch eine Feder in das Sperrrad ein. Die Schnecke ist mit der Welle aus einem Stück Stahl geschmiedet, und das auf der Drehbank geschnittene Gewinde gehärtet (ca. 20° Steigungswinkel). Das Schneckenrad und das Kettenrad (Kettenmuß) sind von Gruson'schem Hartguß, dagegen der Flaschenzugsbügel (die Flasche) aus sehnigem Schmiedeisen und das als Frictionscheibe dienende Sperrrad aus Bronze und mit innerer Fettkammer hergestellt. Unterhalb der Schnecke ist ein Ölkasten *k* angebracht. Auch dieser Schneckenflaschenzug ergibt einen sehr hohen, bis 65 % reichenden Nutzeffect beim Aufziehen der Last, indem sich das ganze Gebilde bestehend aus der Schnecke, Schneckenwelle, den beiden Frictionscheiben und dem Sperrade, wie ein einziges Stück um seine Achse dreht und die Zähne des Sperrades unter dem Sperrkegel hindurchgleiten. Sobald jedoch die Zugkette losgelassen wird, erfährt die Schneckenwelle durch das Schneckenrad vermöge der Einwirkung der Last eine Rückwärtsdrehung bis der Sperrkegel sich gegen einen Sperrradzahn anlegt und die weitere Bewegung verhindert, wonach die Last in Folge der eingetretenen Selbsthemmung an der Lastkette ruhig hängen bleibt. Beim Abwärtsbewegen der Last ist wieder mittels der Zugkette die Reibung zwischen den ebenen Anlagflächen des Sperrades und der beiden Frictionscheiben zu überwinden. Hierbei werden die sich reibenden Flächen aus der Fettkammer des Sperrades mit consistentem Fett geschmiert, wonach sich stets ein sanftes Gleiten zwischen denselben ergibt.

Der bedeutende Vorzug von Cade's Patent-Epicycloidalflaschenzug und der Schneckenflaschenzüge gegenüber Weston's Patent-Flaschenzug besteht in der weit geringeren Abnützung der Kettenglieder der Lastkette und dadurch begründeten größeren Betriebsicherheit und Dauerhaftigkeit.

3. **Dimensionsbestimmung.** Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände und die Widerstände der Steifigkeit des Seiles wird die am freien Kettenende der gewöhnlichen Flaschenzüge oder an der Zugkette oder dem Zugseil der übrigen Flaschenzüge zum Heben einer Last  $Q$  wirklich erforderliche Zugkraft  $K$  größer sein, als die sich nach den Übersetzungsverhältnissen allein, ohne Rücksicht auf Widerstände ergebende theoretische Kraft  $K_0$  und man nennt das Verhältnis

$$\eta = \frac{K_0}{K} \dots \dots \dots (44)$$

den Wirkungsgrad des Flaschenzuges.

Hieraus ergibt sich

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \dots \dots \dots (45)$$

Beim Seilflaschenzug wird der Wirkungsgrad um so kleiner, je größer der Seildurchmesser ist, beim Kettenflaschenzug hingegen ist er, wenn Rollen- und Zapfenhalbmesser dem Ketteneisendurchmesser proportional sind, von diesem Durchmesser unabhängig.

Nachstehende Tabelle enthält den Wirkungsgrad für folgende Verhältnisse und Bezeichnungen:\*)

$\delta$  = Durchmesser des Ketteneisens oder Hanfseiles in Millimeter,  
 $d$  = Durchmesser der Rollennachse oder des Rollensbolzens, in Millimeter.  
 $r$  = Rollenshalbmesser bis Seil- oder Kettenmittel in Millimeter.

$$\left. \begin{array}{l} d = 3\delta \\ r = 10\delta \end{array} \right\} \text{für Kettenrollen.} \dots \dots \dots (46)$$

$$\left. \begin{array}{l} d = \delta \\ r = 4\delta \end{array} \right\} \text{für Seilrollen} \dots \dots \dots (47)$$

\*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Auflage, 3. Theil, 2. Abth., S. 52.

Die allgemeine Formel, nach welcher diese Tabelle berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n(k-1)k^n}, \text{ wobei } k = 1 + 2\sigma + 2q \frac{d}{2r}$$

und

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma = q_1 \frac{\delta}{2r} \text{ für Ketten} \\ \sigma = 0,009 \frac{\delta^2}{r} \text{ für Seile.} \end{array} \right.$$

$n$  = Anzahl der Rollen beider Flaschen zusammengenommen (in jeder Flasche gewöhnlich 3 Rollen).

$\varphi = 0,08$  = Coefficient der Zapfenreibung,

$\varphi_1 = 0,2$  = Coefficient der Kettenreibung.

Tabelle des Wirkungsgrades für die gewöhnlichen Flaschenzüge.

Anzahl der Rollen $n$	Seildurchmesser $d$ mm				Kette
	20	30	40	50	
Wirkungsgrad $\eta$					
4	0,776	0,706	0,647	0,597	0,900
5	0,739	0,663	0,598	0,544	0,880
6	0,706	0,624	0,555	0,496	0,863
8	0,645	0,552	0,479	0,422	0,827

Den Durchmesser der Zapfen an der Traversse des Hakens, kann man ebenso groß machen wie den Durchmesser  $d$  der Rollenachse, u. zw. mit der Rollenzahl zunehmend für 2 bis 4 Rollen,

a) für einen Seilflaschenzug:

$$d = d \text{ bis } 1,2 d \dots \dots \dots (48)$$

b) für einen Kettenflaschenzug:

$$d = 3 d \text{ bis } 4,5 d \dots \dots \dots (49)$$

Der Seildurchmesser  $d$  in Millimetern ergibt sich, wenn  $S$  die zulässige Spannung pro  $1 \text{ mm}^2$  in Kilogramm und  $K = P$  den Zug am freien Seilende in Kilogramm bezeichnet, aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{4} d^2 S = P \dots \dots \dots (50)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi S} \cdot P} \dots \dots \dots (51)$$

Unter gewöhnlichen Verhältnissen kann man  $S = 1 \text{ kg/mm}^2$  nehmen und erhält dann

$$d = 1,13 \sqrt{P} \dots \dots \dots (52)$$

Die Werte dieser Formel sind in der folgenden Tabelle (S. 46) enthalten.

Der Durchmesser des Ketteneisens  $d$  in Millimetern ergibt sich, wenn  $S$  die zulässige Zugbeanspruchung in Kilogramm auf  $1 \text{ mm}^2$  des Kettenquerschnittes, welche mit Rücksicht auf die nicht weiter in Rechnung zu ziehende Biegebeanspruchung erfahrungsgemäß auf den doppelten Ketteneisen-

Tabelle für Hauffseile.

$$\delta = 1,13 \sqrt{P}; S = 1 \text{ kg/mm}^2.$$

$\delta$ mm	$P$ kg	$\delta$ mm	$P$ kg	$\delta$ mm	$P$ kg
15	176	28	616	40	1256
18	254	30	707	42	1385
20	314	33	855	45	1590
23	415	35	962	48	1810
25	490	36	1018	50	1964
26	531	38	1134	52	2124

querschnitt bezogen wird, und  $K = P$  den Zug am freien Kettenende in Kilogramm bezeichnet, aus der Gleichung:

$$2 \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2 S = P \quad \dots \dots \dots (53)$$

woraus

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\pi S}} \cdot \sqrt{P} \quad \dots \dots \dots (54)$$

wobei  $S = 5$  bis  $7 \text{ kg/mm}^2$  für neue Ketten. Es sind der Sicherheit wegen stets nur probierte Ketten anzuwenden, welche auf der Materialprüfungsmaschine anstandslos einen Kettenzug gleich  $2P$  ausgehalten haben.

Unter gewöhnlichen Verhältnissen kann man  $S = 6 \text{ kg/mm}^2$  nehmen und erhält dann

$$\delta = 0,326 \sqrt{P} \quad \dots \dots \dots (55)$$

Die Werte dieser Formel sind in nachfolgender Tabelle (S. 47) enthalten und sind die übrigen Dimensionen der deutschen oder langgliedrigen Kette:

$$l = 3,5 \delta; b = 1,5 \delta \quad \dots \dots \dots (56)$$

und jene der englischen oder kurzgliedrigen Kette:

$$l = 2,6 \delta; b = 1,5 \delta \quad \dots \dots \dots (57)$$

wobei  $l$  und  $b$  die innere Länge und Breite eines Kettengliedes bezeichnet, wie in Fig. 3, Taf. VII, cotiert ist.

Bei dem gewöhnlichen Flaschenzug ist, da bei  $n$  Rollen in beiden Flaschen, die Last  $Q$  auf  $n$  Seilstücke vertheilt wird, die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{Q}{n} \quad \dots \dots \dots (58)$$

Tabelle für Ketten.

$$\delta = 0,326 \sqrt{P}; \quad S = 6 \text{ kg/mm}^2.$$

$\delta$ mm	$P$ kg	$\delta$ mm	$P$ kg
4	151	15	2121
5	235	16	2413
6	339	17	2724
7	462	18	3054
8	603	19	3402
9	763	20	3770
10	942	23	4986
11	1140	25	5891
12	1357	26	6371
13	1593	28	7389
14	1847	30	8483

und der Weg  $x$  der Last  $Q$  ist der  $n$ te Theil des Weges  $s$  der Kraft  $K_0$ , also

$$x = \frac{1}{n} s \dots \dots \dots (59)$$

Bezeichnet noch  $k$  die für die Umschlingung der Kettenrollen bei zusammengerückten Flaschen erforderliche Kettenlänge, so ist die für die Hubhöhe  $x$  erforderliche totale Kettenlänge

$$L = k + n x \dots \dots \dots (60)$$

Bei dem Differenzialflaschenzug nach Westons Patent wirkt die Kraft  $K$  beim Heben der Last am Halbmesser  $R$  der größeren Rolle und wenn diese eine volle Umdrehung macht, so wird die Tragkette, an welcher die lose Rolle der unteren Flasche hängt, über diese Rolle um die Länge  $2\pi R$  aufgezogen, dagegen gleichzeitig um die Länge  $2\pi r$  des Umfanges der kleineren Rolle vom Halbmesser  $r$  niedergelassen und es beträgt somit der gleichzeitige Weg  $x$  der Last  $Q$

$$x = \frac{1}{2} (2\pi R - 2\pi r) = \pi (R - r) \dots \dots \dots (61)$$

während jener  $s$  der der theoretischen Kraft  $K_0$  beträgt

$$s = 2\pi R \dots \dots \dots (62)$$

Da nun die von der Kraft  $K_0$  geleistete Arbeit (Product aus Kraft mal dem Wege) gleich sein muß jener von der Last  $Q$  aufgezehrten, so ergibt sich

$$K_0 \cdot 2\pi R = \pi (R - r) \cdot Q \dots \dots \dots (63)$$

und hieraus

$$K_0 = \frac{R-r}{2R} \cdot Q = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r}{R}\right) \cdot Q \dots \dots \dots (64)$$

Da nun die Kettenrollen vom Halbmesser  $R$  und  $r$  gezahnt sind, und somit jede derselben eine gerade Anzahl Kettenlieder im Umfange enthalten muß, weil je zwei Glieder zu einander senkrecht stehen, so macht man die Zähnezahl gleich der halben Anzahl der am Rollenumfang aufwickelbaren Kettenlieder und wählt, damit der Flaschenzug mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände selbstsperrend wirkt die Zähnezahl  $z_1$  des kleinen Rades

$$z_1 = 9 \text{ bis } 14$$

und jene  $z_2$  des großen Rades

$$z_2 = 10 \text{ bis } 15.$$

Hiernach ist das Verhältnis der beiden Radhalbmesser

$$\frac{r}{R} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{9}{10} \text{ bis } \frac{14}{15} \dots \dots \dots (65)$$

Setzt man noch den Durchmesser der Achse, auf welcher sich die Doppelrolle dreht,

$$d = 3\delta \dots \dots \dots (66)$$

so erhält man als Wirkungsgrad  $\eta$  dieses Flaschenzuges für die beiden

Grenzwerte von  $\frac{r}{R}$  Gl. (65)

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{R} = \frac{9}{10} \text{ und } \frac{14}{15} \\ \eta = 0,46 \text{ und } 0,34 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (67^*)$$

Die Lage zweier benachbarten Kettenlieder und die dieser entsprechende Construction der gezahnten Kettenrolle oder des Kettenrades für die innere Gliedlänge  $l$  ist in Fig. 7, Text, ersichtlich. Es ergibt sich hieraus für den Durchmesser  $\delta$  des Kettenrings und die Zähnezahl  $z$  der Radhalbmesser  $r$  des Kettenrades bis zum Mittel der flach aufliegenden Kettenlieder

$$r = \frac{1}{2}(l + \delta) \cdot \cotg\left(\frac{180^\circ}{z}\right) + \frac{1}{2}(l - \delta) \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} \dots (68^{**})$$

\*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrb. d. Ing.- und Masch.-Mech. Zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 61.

\*\*\*) Es ist nämlich der Winkel  $\alpha$  der einer Zahntheilung entsprechende Centriwinkel, somit für die Zähnezahl  $z$

und für große Zähnezahlen annähernd

$$r = \frac{l}{2} \cotg \left( \frac{90^\circ}{z} \right) \dots \dots \dots (69)$$

$$\alpha = \frac{360^\circ}{z} \text{ und } \beta = \frac{\alpha}{2} = \frac{180^\circ}{z}.$$

In dem durch die bis  $C$  verlängerte Mittellinie  $AB$  des flach aufsteigenden Kettengliedes, den dazu senkrechten Radius  $OA = r$  und die den Kettenradzahl halbierende Gerade  $OC$  gebildeten rechtwinkligen Dreiecke  $AOC$  ist

$$OA = AC \cdot \cotg \beta$$

ferner ist

$$AC = AB + BC$$

$$AB = \frac{1}{2} (l + \delta)$$

$$BC = \frac{1}{2} (l - \delta)$$

und aus dem bei  $D$  rechtwinkligen Dreieck  $BDC$ , in welchem der Winkel  $CBD = \beta$  ist

$$BC = \frac{BD}{\cos \beta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(l - \delta)}{\cos \beta}$$

somit auch

$$AC = \frac{1}{2} (l + \delta) + \frac{1}{2} \cdot \frac{(l - \delta)}{\cos \beta}$$

also der gesuchte Halbmesser

$$OA = r = \left[ \frac{1}{2} (l + \delta) + \frac{1}{2} \cdot \frac{(l - \delta)}{\cos \beta} \right] \cdot \cotg \beta$$

und wegen  $\cotg \beta = \frac{\cos \beta}{\sin \beta}$  auch

$$r = \frac{1}{2} (l + \delta) \cdot \cotg \beta + \frac{1}{2} \cdot (l - \delta) \cdot \frac{1}{\sin \beta}$$

woraus sich durch Substitution des vorstehenden Wertes für  $\beta$  obige Gl. (68 ergibt.

Für große Zähnezahlen ist annähernd

$$AE = EF = \frac{l}{2}$$

die halbe Seitenlänge eines dem Kreise vom Halbmesser  $r$  umschriebenen regelmäßigen Vieleckes von  $2z$  Seiten und es ergibt sich hierauf der Halbmesser  $r = AO$  aus dem rechtwinkligen Dreieck  $AOE$ , in welchem der Winkel

$$\sphericalangle AOE = \left( \frac{\beta}{2} \right) = \left( \frac{90^\circ}{z} \right)$$

ist, nämlich

$$AO = AE \cdot \cotg \left( \frac{\beta}{2} \right)$$

oder

$$r = \frac{l}{2} \cdot \cotg \left( \frac{90^\circ}{z} \right)$$

also die vorstehende Gl. (69, welche sich übrigens auch aus der Gl. (68 für  $\delta = 0$  ergibt.

Hierbei ist für die englische oder kurzgliedrige Kette die innere Gliedlänge wie in Gl. (57)

$$l = 2,6 \delta \quad (70)$$

und für die deutsche oder langgliedrige Kette wie in Gl. (56)

$$l = 3,5 \delta \quad (71)$$

und für beide die innere Gliedbreite

$$b = 1,5 \delta \quad (72)$$

Setzt man die Anwendung einer englischen Kette voraus und wählt im Mittel

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= 12 \\ z_2 &= 13 \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

so erhält man nach Gl. (68) die Halbmesser

$$\left. \begin{aligned} r &= 9,81 \delta \\ R &= 10,56 \delta \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

Nachdem der Halbmesser  $r$  des Kettenrades für die Zähnezahlen von 12 abwärts kleiner als  $10,5 \delta$  wird, ist es angezeigt, zur Vermeidung des Biegemomentes auf das flachliegende Kettenglied, dasselbe seiner Länge nach am Rollenkranze flach aufliegen zu lassen, wie es in Fig. 7, Text, gezeichnet ist.

Für einen thunlichst genauen Eingriff der Ketten in die Kettenradzähne kommen Ketten mit durchaus gleicher Kettengliedlänge zur Anwendung welche kalibrierte Ketten genannt werden.

Nachstehende Tabelle enthält die Ketteneisendurchmesser  $\delta$  und die Maximallast  $Q$  der Differenzialflaschenzüge nach Westons Patent, entsprechend den Anordnungen nach Fig. 2 bis 4, Text.

Tabelle für die Flaschenzüge nach Westons Patent.

	Mit Lastfette allein					Mit Seilrolle und Zugseil			Mit Tanghes Patent-Näderüberetzung				
$Q \text{ kg} =$	250	500	1000	1500	2000	2000	3000	4000	4000	5000	6000	8000	10000
$\delta \text{ mm} =$	6	6	7	8	10	10	12	13	13	14	16	18	20

Bei Gades Patent-Epicycloidal-Flaschenzug wird das innen verzahnte Rad um einen Zahn weiter gedreht, wenn das Excenter eine Umdrehung vollführt hat, weil das vom Excenter verschobene außen verzahnte Rad um einen Zahn weniger hat.

Bezeichnet nun  $z_1$  die Zähnezahl des innen verzahnten Rades,  $z_2$  jene des außen verzahnten Rades,  $r_1$  und  $r_2$  die zugehörigen Theilkreis-  
halbmesser,  $b_2$  die Zahnbreite,  $t_2$  die Theilung des außen verzahnten  
Rades,  $z$  die Zähnezahl der Lastrolle,  $d$  den Durchmesser des Rollen-  
holzens,  $r$  den Halbmesser der Lastrolle, bis zur Mitte der flachauslie-  
genden Kettenglieder,  $R$  jenen der Zugrolle, so ist der Weg  $s$  der Kraft  $K_0$

$$s = 2 \pi R \dots \dots \dots (75)$$

und jener  $x$  der Last  $Q$

$$x = \frac{2 \pi r}{z_1} \dots \dots \dots (76)$$

und mithin ergibt die Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2 \pi R = Q \cdot \frac{2 \pi r}{z_1} \dots \dots \dots (77)$$

woraus die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{r}{z_1 R} \cdot Q \dots \dots \dots (78)$$

Praktischen Ausführungen entsprechend kann man nehmen, wenn  
wieder  $d$  den Durchmesser des Ketteneisens und  $l$  die innere Gliedlänge  
der Kette bezeichnet:

$$\left. \begin{array}{l} z = 5 \text{ bis } 7 \\ z_1 = 28 \text{ bis } 31 \\ z_2 = 27 \text{ bis } 30 \\ r_1 = 1,82 r \\ r_2 = 0,92 r_1 \\ b_2 = t_2 \\ R = 1,78 r \\ d = 3 d \end{array} \right\} \dots \dots \dots (79)$$

wobei  $r$  nach Gl. (68 zu berechnen und hiefür  $l$  aus Gl. (70 oder (71  
zu entnehmen ist, je nach dem eine kurzgliedrige oder eine langgliedrige  
Kette angewendet wird.

Der Wirkungsgrad  $\eta$  dieses Flaschenzuges kann annähernd gesetzt  
werden

$$\eta = 0,45 \text{ bis } 0,5 \dots \dots \dots (80)$$

Für die Schneckenflaschenzüge mit Frictionsbremse nach  
Becker's und Lüders' Patent ergibt sich die theoretische Zugkraft  $K_0$ ,  
wenn  $z$  die Zähnezahl des Schneckenrades für eine Schnecke mit doppeltem  
Gewinde,  $r$  den Halbmesser der Lastrolle und  $R$  jenen der Zugrolle be-  
zeichnen, weil bei einer Umdrehung der Zugrolle der Weg der Kraft  $K_0$

$$s = 2 \pi R. \quad (81)$$

jener der Last  $Q$

$$x = \frac{1}{z} \cdot 2 \pi r \cdot \frac{2}{z} = \frac{2 \pi r}{z}. \quad (82)$$

aus der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2 \pi R = Q \cdot \frac{2 \pi r}{z} \quad (83)$$

woraus

$$K_0 = \frac{r}{z \cdot R} \cdot Q \quad (84)$$

Hierfür kann man nehmen

$$\left. \begin{array}{l} R = 2 \text{ bis } 2,5 r \\ z = 26 \text{ bis } 30 \end{array} \right\} \quad (85)$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  dieses Flaschenzuges setzt sich zusammen aus jenem des Kettengetriebes  $\eta_1$  und dem des Schneckengetriebes  $\eta_2$  und beträgt

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (86)$$

Wie schon angegeben ist bei den in Betracht stehenden Schneckenflaschenzügen wegen der geringen Schnecken- und Spurzapfenreibung der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,6 \text{ bis } 0,65 \quad (87)$$

1. Beispiel. Es liegt ein Seilflaschenzug gewöhnlicher Verhältnisse vor mit 3 Rollen in jeder Flasche und mit einem Seil von 40 mm Durchmesser. Es ist anzugeben, welche maximale Last  $Q$  damit zu heben sein wird.

Man hat hier  $d = 40 \text{ mm}$ ;  $n = 6$  und somit nach der Tabelle S. 45:  $\eta = 0,555$ .

Nach der Tabelle S. 46 kann man für  $d = 40 \text{ mm}$  setzen  $P = K = 1256 \text{ kg}$  und wird hiermit nach Gl. (44

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,555 \cdot 1256 = 697 \sim 700 \text{ kg}.$$

Nach Gl. (58 wird nun

$$Q = n K_0 = 6 \cdot 700 = 4200 \text{ kg}.$$

2. Beispiel. Es soll ein Seilflaschenzug nach Fig. 5 und 6, Tafel VI, für eine maximale Last  $Q = 2000 \text{ kg}$  ausgeführt werden; es sind die Hauptdimensionen desselben zu bestimmen und ist zu berechnen, wie groß die hierzu am freien Seilende auszuübende Zugkraft sein muß.

Es ergibt sich nach Gl. (58 die theoretische Zugkraft  $K_0 = \frac{Q}{n}$  und weil hier drei Rollen in jeder Flasche, also  $n = 6$

$$K_0 = \frac{2000}{6} = 333,3 \text{ kg}.$$

Schätzt man nun  $\eta = 0,60$  (mit Hilfe der Tabellen S. 45 und 46), so wird nach Gl. (45

$$K = \frac{1}{\eta} K_0 = \frac{1}{0,60} \cdot 333,3 = 555,5 \text{ kg}$$

und dem entspricht nach Tabelle S. 46 der Seildurchmesser  $\delta = 28 \text{ mm}$  und kann somit  $\eta = 0,60$  nach Tabelle S. 45 als passend abgerundet beibehalten werden und bleibt sonach die erforderliche Zugkraft am freien Seilende wie berechnet, nämlich

$$K = 555,5 \sim 560 \text{ kg.}$$

Rollen- und Achsendurchmesser ergeben sich nun durch einfache Substitution aus Gl. (47 und (48, u. zw.:

$$r = 4\delta = 112 \sim 110 \text{ mm}; d = 1,1\delta = 30,8 \sim 30 \text{ mm.}$$

Die übrigen Dimensionen der Haken\*) und Traversen sind nach der Cotierung in Fig. 5 und 6, Taf. VI, auf den Kerndurchmesser  $d_1$  der Schraube bezogen, welche den Haken trägt, und dieser ist nach der Tabelle S. 20 für  $P = Q = 2000 \text{ kg}$ ;  $d_1 = 29,5$  entsprechend der Schraube Nr. 11 oder  $1\frac{3}{8}$  Zoll engl. mit dem Bolzen- durchmesser  $d_2 = 36 \text{ mm}$ . Der Bolzen  $d_3$   $l_3$  (Fig. 5, Taf. VI) ist auf den gleichwertigen Stirnzapfen bezogen ( $l_3 = d_2 = 36 \text{ mm}$ ) und dieser nach Gl. (14 für die Länge  $l = l_3 = 36 \text{ mm}$  den Durchmesser

$$d = 0,897 \sqrt[3]{2000 \cdot 36} = 37,3 \text{ mm};$$

mithin wird nach Gl. (35

$$d_3 = 0,63d = 0,63 \cdot 37,3 = 23,5 \sim 25 \text{ mm.}$$

Die beiden Laschen, welche die Traverse und Rollenachse verbinden, sind auf Zug beansprucht, haben aber auch hinreichende Steifigkeit gegen Biegung zu besitzen, um beim Umtransportieren des Flaschenzuges nicht Schaden zu leiden. Setzt man die Querschnittsdimensionen  $0,8d_1$  und  $0,5d_1$ , so wird die Querschnittsfläche derselben  $= 2 \cdot 0,8d_1 \cdot 0,5d_1 = 0,8d_1^2$  gleich dem Querschnitt des Gewindefernes und sonach hinreichend fest; desgleichen für die Querschnittsdimensionen  $1,3d_1$  und  $0,32d_1$ , welche den Gesamtquerschnitt  $= 2 \cdot 1,3 \cdot 0,32d_1^2 = 0,83d_1^2$  ergeben.

3. Beispiel. Ein vorliegender Differenzialflaschenzug nach Westons Patent (Fig. 2, Text) für  $1000 \text{ kg}$  Tragfähigkeit besitzt in der gezahnten Doppelrolle die Zähnezahlen 12 und 13; es ist die zum Heben der Last erforderliche Zugkraft  $K$  zu berechnen.

Man hat  $z_1 = 12$ ;  $z_2 = 13$ ; und somit

$$\frac{r}{R} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{12}{13}$$

also nach Gl. (64 die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{12}{13} \right) \cdot 1000 = \frac{1000}{26} = 38,5 \text{ kg}$$

und wenn man nach Gl. (67,  $\eta = 0,45$  annimmt, wird weiter nach Gl. (45

$$K = \frac{1}{0,45} \cdot 38,5 = 85,5 \text{ kg}$$

4. Beispiel. Für einen Differenzialflaschenzug mit Tangyes Patent-Räder- überetzung (Fig. 4, Text) sind für die zu hebende Last  $Q = 5000 \text{ kg}$ , die Halbmesser der beiden gezahnten Kettenrollen oder Kettenräder zu bestimmen.

\*) Über die Berechnung der Kettenhaken ist eine Abhandlung von E. Bagge enthalten in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XXIX, Jhg, 1885, S. 11.

Die Last  $Q$  vertheilt sich auf zwei Ketteneisen und mithin ist der Durchmesser des Ketteneisens für 2500  $kg$  nach Tabelle S. 47

$$\delta = 16 \text{ mm.}$$

Wählt man eine englische Kette und die Zähnezahlen der Kettenräder oder gezahnten Kettenrollen

$$z_1 = 9$$

$$z_2 = 10$$

so erhält man nach Gl. (70) die innere Gliedlänge

$$l = 2,6\delta = 2,6 \cdot 16 = 41,6 \text{ mm}$$

und hiermit nach Gl. (68) den Halbmesser des kleinen Kettenrades

$$r = \frac{1}{2}(l + \delta) \cdot \cotg\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) + \frac{1}{2}(l - \delta) \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} =$$

$$= \frac{1}{2}(41,6 + 16) \cdot \cotg 20^\circ + \frac{1}{2}(41,6 - 16) \cdot \frac{1}{\sin 20^\circ} =$$

$$= 28,8 \cdot 2,747 + 12,8 \cdot \frac{1}{0,342} = 79,114 + 37,427 = 116,541 \sim 116,5 \text{ mm}$$

und ebenfalls nach Gl. (68) den Halbmesser des großen Kettenrades

$$R = \frac{1}{2}(l + \delta) \cdot \cotg\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) + \frac{1}{2}(l - \delta) \cdot \frac{1}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} =$$

$$= 28,8 \cdot \cotg 18^\circ + 12,8 \cdot \frac{1}{\sin 18^\circ} = 28,8 \cdot 3,078 + 12,8 \cdot \frac{1}{0,309} =$$

$$= 88,646 + 41,424 = 130,070 \sim 130 \text{ mm.}$$

In Fig. 7, Text, ist das hier berechnete Kettenrad mit 10 Zähnen in  $\frac{1}{2}$  Naturgröße gezeichnet.

Nach der Näherungsgleichung (69) ergeben sich für die beiden Kettenradhalbmesser nachstehende Werte

$$r = \frac{l}{2} \cdot \cotg\left(\frac{90^\circ}{z_1}\right) = 20,8 \cdot \cotg 10^\circ = 20,8 \cdot 5,671 = 117,957 \sim 118 \text{ mm.}$$

$$R = \frac{l}{2} \cdot \cotg\left(\frac{90^\circ}{z_2}\right) = 20,8 \cdot \cotg 9^\circ = 20,8 \cdot 6,314 = 131,331 \sim 131,33 \text{ mm.}$$

also etwas zu große Werte.

Die innere Kettengliedbreite ist nach Gl. (72)

$$b = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ mm.}$$

**4. Herstellung der Flaschenzüge.** Die Seil- und Kettenrollen der gewöhnlichen Flaschenzüge werden aus Gußeisen hergestellt, gebohrt und an der Nabe eben gedreht. Die Spurkränze der Seilrollen werden ausgedreht, um das Seil gegen übermäßige Abnutzung zu schützen. Das Gußmodell der Rolle ist, senkrecht zur Achse, im Mittel des Spurkranzes getheilt und die Seil- oder Kettenspur wird in der Form durch einen Sandkern gebildet. Die Außen- und Zwischenbleche werden aus Blechtafeln ausgehauen, mehrere Stücke zusammengespannt, nach dem durch die Zeichnung

vorgeschriebenen Profil angegriffen und mittels Feile bestoßen. An den flachen Seiten werden wenigstens die Außenbleche katgrau gefeilt oder am Schleifstein abgeschliffen.

Laschen, Traversen und Haken werden aus Schmiedeeisen hergestellt und insbesondere letztere in Gesenken geschmiedet. Die Rollenbolzen werden abgedreht und leicht eingepaßt; die Stehbolzen dagegen bleiben, abgesehen vom Gewindschneiden, gewöhnlich unbearbeitet. Die Stehbolzenrohre werden bei der Montierung der Flaschen so eingepaßt, daß die Rollennaben in axialer Richtung Spielraum zwischen den Blechen haben.

Die Hakenbefestigung erfolgt entweder durch eine, mittels Unterscheibe am Bolzen festsetzende, durch Vernietung des Bolzens arretierte Mutter (Fig. 11, Taf. VI) oder durch eine ebenso angebrachte, mittels Stift oder Splint arretierte Mutter (Fig. 12, Taf. VI) oder endlich durch Vernietung des schwächeren Bolzenendes über einem am stärkeren Stück des Bolzen aufsitzenden Reibungsring derart, daß sich der Haken leicht in der Traverse drehen läßt.

Die Form der Außenbleche oder Schildbleche ist nach dem Geschmack des Zeichners verschieden; am gebräuchlichsten sind die in Fig. 1, Text, und Fig. 5 bis 10, Taf. VI, dargestellten Formen. Bei den Differenzial- und Schnecken-Flaschenzügen können die Kloben entweder aus Eisen geschmiedet oder aus Tiegelstahl (Stahlguß) gegossen werden. Bei Cades Flaschenzug wird auch die Lastrolle mit dem Zahnkranz und bei Rüders' Patent-Schneckenflaschenzug die Lastrolle sammt dem Schneckenrad aus Stahlguß hergestellt. In Fig. 1 bis 3, Taf. VII, ist der Zahnkranz durch ein warm aufgezoogenes Stahlband gegen das Springen gesichert.

Zum Aufhängen des Flaschenzuges erhält die obere Flasche entweder einen offenen Haken (Fig. 1, Text) oder einen Öhrhaken (Fig. 5, 6 und 7, 8, Taf. VI).

Flaschenzüge werden von vielen Fabriken als Specialität gebaut und in den Handel gebracht.

#### IV. Die Winden.

1. Zweck und Arten der Winden. Die Winden dienen zum Heben von Lasten in den Maschinenwerkstätten, auf Werkplätzen zc. Die einfachste Art derselben ist die, durch eine schlaggängige Schraube und den, die zugehörige Mutter enthaltenden Ständer, gebildete, die sogenannte

einfache Schraubenwinde (Fig. 8, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 7, Taf. VII), bei welcher die Drehung der Schraube durch einen Steckschlüssel erfolgt. Für größere Lasten wird die Mutter im Ständer drehbar gelagert und außen verzahnt, so daß die Drehung derselben mittels Räderüberetzung und Handkurbel erfolgt. Bei Anwendung von Regelrädern entsteht so die Schraubenwinde mit Regelradantrieb (Fig. 1, 2, Taf. IX). In Fig. 3 und 4, Taf. IX, ist eine solche, mittels Rollen auf Schienen bewegliche, hängende

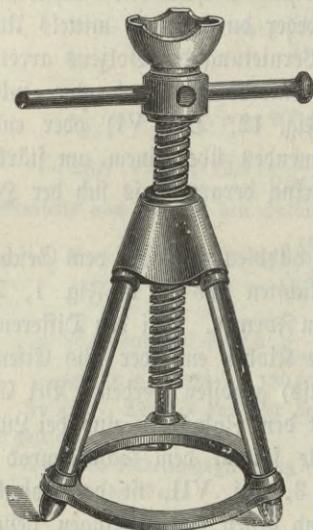


Fig. 8. Einfache Schraubenwinde.

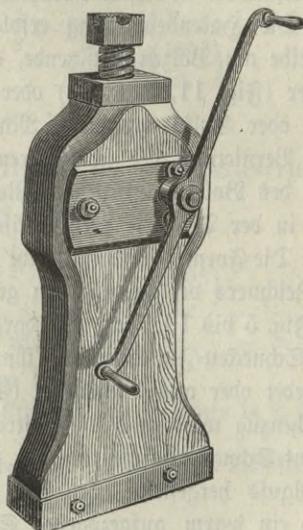


Fig. 9. Schraubenwinde mit Schneckenantrieb.

Schraubenwinde mit Regelrädern und Seilscheibe dargestellt. Bei Anwendung einer Schnecke und Handkurbel entsteht die Schraubenwinde mit Schneckenantrieb oder englische Schraubenwinde (Fig. 9, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 8, Taf. IX). Wird eine zweifache Regelräderüberetzung angewendet, so daß gleichzeitig die Schraube und die Mutter mit verschiedener Winkelgeschwindigkeit nach derselben Richtung gedreht werden, so entsteht die Differenzial-Schraubenwinde, bei welcher die relative Drehung der Schraubenspindel gegen die Schraubenmutter gleich ist der Differenz der absoluten Drehungen dieser beiden Theile. In Fig. 9 bis 11, Taf. IX, ist eine solche nach Zobels Patent gezeichnet. Dieselbe

bietet ein compendiöses, außerordentlich handliches Werkzeug zum Heben bedeutender Lasten. Der Niedergang der Schraubenspindel kann auch rasch erfolgen, durch ein einziges Paar Regelräder unter alleiniger Drehung der Schraube.

Besondere Constructions der Schraubenwinden kommen als sogenannte Locomotivwinde (Fig. 10 und 11, Text) und Locomotivhebeböcke oder Locomotivhebevorrichtung (Fig. 12, Text) zur Ausführung. Bei ersteren befindet sich der Windenständer auf einer gehobelten Platte und ist auf dieser durch eine darin gelagerte, ebenfalls flachgängige Schraubenspindel verschiebbar. Die Drehung der Schraubenspindeln erfolgt durch Ratschenhebel. Sie findet hauptsächlich zum Einrücken entgleister Locomotiven Anwendung und daher ihr Name. Bei

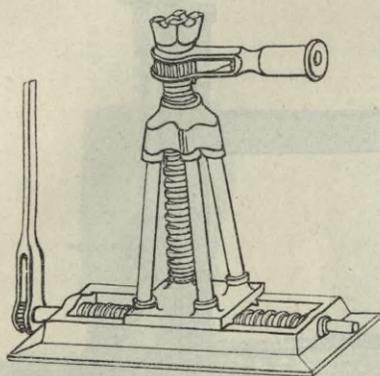


Fig. 10.

Locomotivwinde.

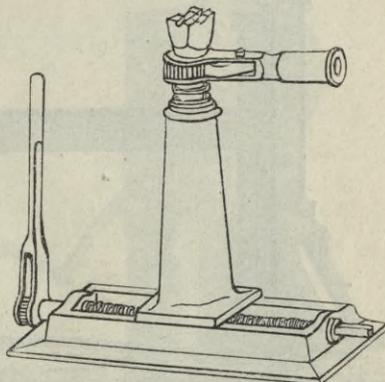


Fig. 11.

der Locomotivhebevorrichtung dienen zwei, in Ständern (Böcken) vertical gelagerte flachgängige Schraubenspindeln mit beweglichen Müttern zum Heben und Senken des auf den beiden Mutterstücken aufliegenden aus Eisen hergestellten Querbalkens. Der Antrieb jeder Spindel erfolgt unabhängig von der anderen durch ein Paar Stirnräder, ein Paar Regelräder und zwei Handkurbeln. Sie findet hauptsächlich in den Locomotiv-Reparaturwerkstätten Anwendung. Die Böcke ruhen auf Rollen, deren federnde Lager zurückweichen, sobald eine Last gehoben wird, wonach der Holzrahmen des Bockes am Boden zur Auflage kommt.

Als Mechanismen zu bestimmten Hebungen und Senkungen finden Schraubenwinden verschiedene Anwendung, so z. B. als Zugvorrich-

tung für Schleusen und Schützen; mit drehbarer Mutter, geradlinig bewegter Spindel und Antrieb durch Kegeiräder, Schnecke und Schneckenrad vermittels Handkurbel oder Handrad oder nur mit Kegeiräder und Handkurbel, wie in Fig. 14, Taf. IX, in ihrer Wirkungsweise principiell übereinstimmend mit der Schraubenwinde Fig 1 und 2, Taf. IX.

An Stelle der Schraubenwinde und insbesondere der Locomotivwinde kommt in neuerer Zeit zum Heben größerer Lasten Tanghes hydraulische Winde zur Verwendung, welche in das Gebiet der hydraulischen Pressen gehört und bei diesen behandelt wird.

Als Wagenwinden kommen Zahnstangenwinden zur Anwendung. Hierbei unterscheidet man Stockwinden, bei welchen die

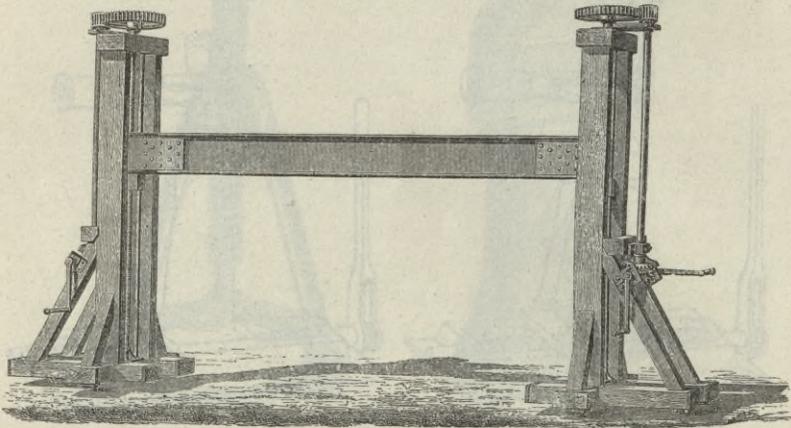


Fig. 12. Locomotiv-Hebebock mit Holzgestelle.

Zahnstange nur an der Krone angreift (Fig. 13, Text, mit Räderschema Fig. 15, Taf. IX); Pragenwinden, bei welchen die Zahnstange seitlich aus dem Windenstock mit einer Präge vorsteht und sowohl an der Krone als auch von unten mittels der Präge angreifen kann (Fig. 14, Text, mit Räderschema Fig. 15 oder 16, Taf. IX, und constructive Details in Fig. 1 bis 6, Taf. X und Fig. 1 bis 6, Taf. XI); Bockwinden (Fig. 15, Text); Schubwinden (Fig. 12 und 13, Taf. IX); Zugwinden (Fig. 16, Text).

Zahnstangenwinden kommen als Zugwinden specieller Art vorzüglich als Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen zur

Anwendung (Fig. 17 bis 19, Text). Zahnstangenwinden mit einfacher Räderübersehung heißen einfache, solche mit doppelter Räderübersehung doppelte Winden, z. B. einfache Pragenwinde (Fig. 1 bis 6, Taf. X), doppelte Pragenwinde (Fig. 1 bis 6, Taf. XI). Die Stockwinden sind gewöhnlich einfache Winden.

Die Schraubenwinden sowohl als die hydraulischen und Zahnstangenwinden kommen nur zum Heben von Lasten auf geringe Höhen

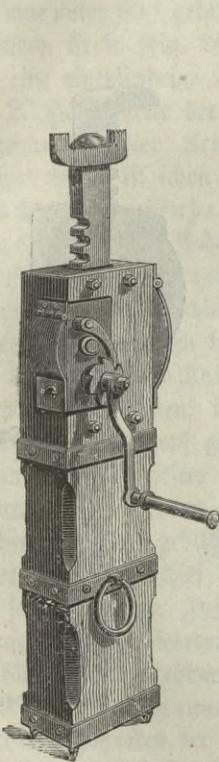


Fig. 13. Stockwinde.

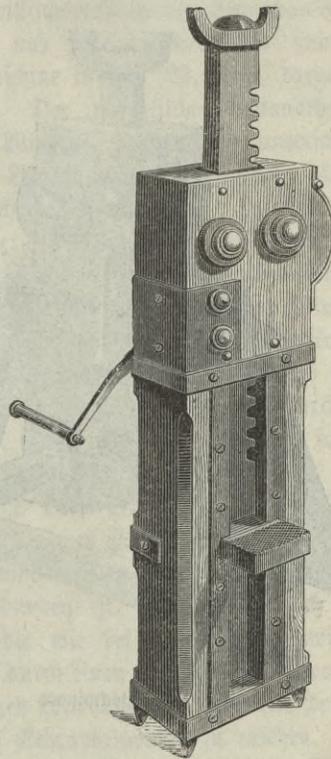


Fig. 14. Pragenwinde.

zur Anwendung. Zum Heben von Lasten auf größere Höhen bedient man sich der Trommelwinden und der Kettenradwinden. Diese Winden, insoweit selbe hier in Betracht kommen, werden gewöhnlich Bauwinden genannt und wir unterscheiden im Folgenden die ein-

fache Bauwinde oder die Bauwinde mit einfacher Räderübersehung (Fig. 20, Text, und constructive Details in Fig. 1 bis 11, Taf. XII), dann die doppelte Bauwinde oder die Bauwinde mit doppelter Räderübersehung, (Fig. 21 und 22, Text, und constructive Details in Fig. 1 bis 6, Taf. XIII und Fig. 1 bis 4, Taf. XVI), gewöhnlich mit glatter Trommel wie hier gezeichnet; seltener mit Kettenspur in der Trommel, endlich die französische Bauwinde (Fig. 23, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 7, Taf. XVI),

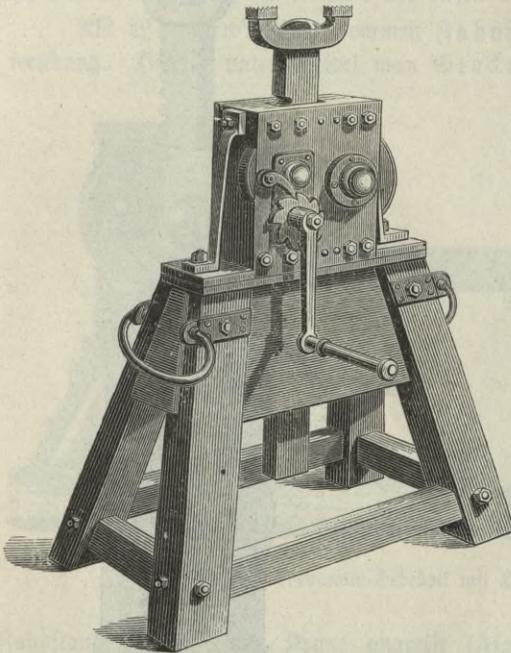


Fig. 15. Hochwinde.

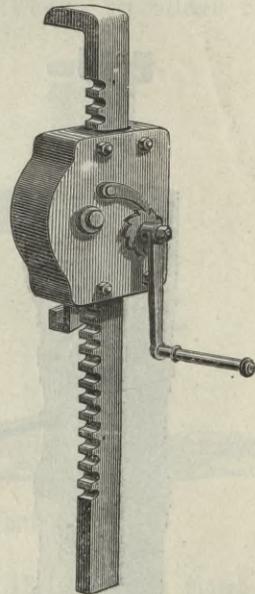


Fig. 16. Zugwinde.

bei welcher statt der Trommel ein Kettenrad mit 3 bis 5 Zähnen, also mit 6 bis 10 innere Gliedlängen im Umfang und eine kalibrierte Kette, (eine solche mit durchwegs gleichen Kettengliedern) angewendet ist, die in Frankreich zu Bauzwecken mit abweichender übriger Construction in ausdehntem Maße in Verwendung steht und deshalb hier den Namen französische Winde erhielt. Die Winde in Fig. 23, Text, ist von Megh-Echeverria-Bazan in Paris mit einer eigenartigen Sicherheitsbremse

ausgestattet, die in der an das Getriebe anschließenden Trommel eingeschlossen,\*) übrigens ein nebensächliches Constructionsdetail ist.

Trommelwinden mit abweichender Ständerconstruction kommen als sogenannte Wandaufzugmaschinen (Taf. XIV und XV) zur Anwendung.

In besonderen Fällen sind Trommelwinden oder Kettenradwinden direct mit einer Antriebsdampfmaschine versehen und führen dann den Namen Dampfwinden. Eine solche mit Windentrommel und Antrieb durch eine unter  $90^\circ$  gekuppelte Zwillingmaschine von Chapman & Sutton in London ist in Fig. 24, Text, und eine mit Kettenrad und Antrieb durch eine ein cylindrige Dampfmaschine in Fig. 25, Text, dargestellt.

2. Haupttheile der Winden. Der wesentliche Bestandtheil jeder der genannten vier Arten von Winden, welcher als unterscheidendes Merkmal dient, ist schon durch die Benennung gekennzeichnet. Er ist bei der Schraubenwinde die flachgängige Schraube, bei der Zahnstangenwinde die Zahnstange, bei der Trommelwinde die Trommel und endlich bei der Kettenradwinde das Kettenrad. Zu diesen Theilen kommen nun jene Maschinenelemente, welche bei beiden ersten Windenarten die geradlinige, bei den beiden letzteren die Drehbewegung bewirken.

Bei der einfachen Schraubenwinde (Fig. 8, Text) wird die Schraube durch einen, in den senkrecht zur Spindelachse durchbohrten, verstärkten Spindelkopf geschobenen Steckschlüssel gedreht und somit aus der am Ständer festen Mutter herausgeschraubt, wenn eine auf der drehbaren Spindelkrone aufliegende Last gehoben werden soll. Der Ständer ist einfach gebildet, indem die aus Metall (Rohtguss) hergestellte Mutter durch drei schief gestellte schmiedeiserne Säulchen mit dem gleichfalls schmiedeisernen Fußring verbunden ist. Es könnte auch die Anordnung getroffen werden, daß die wie bei der Schraubenwinde mit Regelräderantrieb drehbare Mutter durch einen Steckschlüssel bewegt wird; dieselbe liefert jedoch einen geringeren Wirkungsgrad, wie aus der Tabelle des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde zu ersehen.

Bei der Schraubenwinde mit Regelradantrieb (Fig. 1 und 2, Taf. IX) ist die zum Regelrad gebildete Mutter, mit ihrer Naben-

\*) Detailzeichnungen dieser, bei unseren Constructions nicht gebräuchlichen und deshalb vom Verfasser in den constructiven Figuren 5 bis 7, Tafel XI, gar nicht zur Anwendung gebrachten complicirten Bremsvorrichtung sind enthalten in Kiedler, Personen- und Lastenaufzüge, und Umland, prakt. Maschinen-Constructeur. 1877, S. 362, Tf. 76.

Fig. 17.

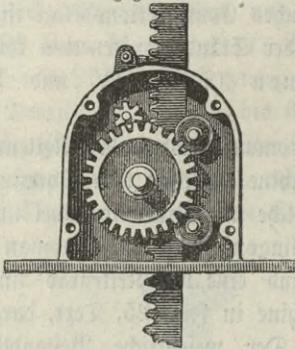


Fig. 18.

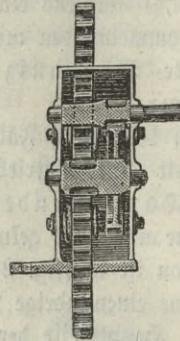
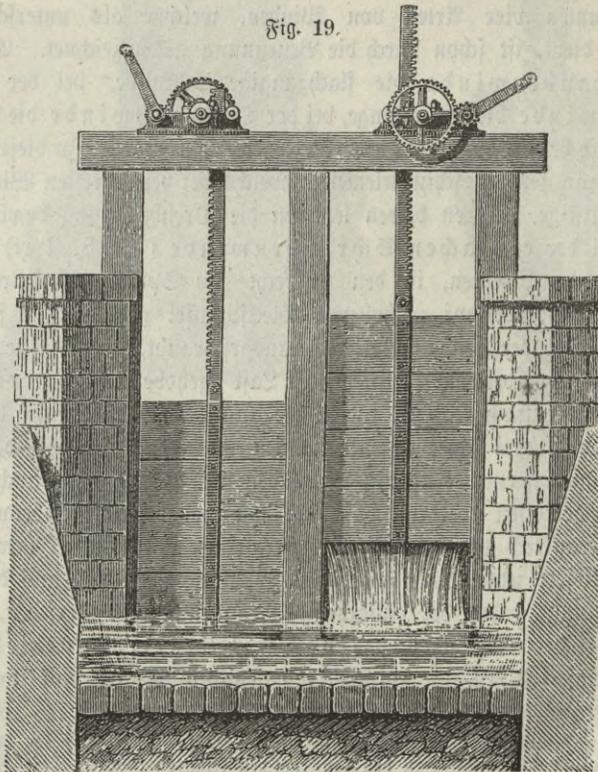


Fig. 19.



Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen mit Zahnstangenwinde.

(Fig. 17 bis 19.)

hülse im Ständerkopf gelagert und durch einen, in die Ringnuth eingreifenden Schraubenstift, gegen axiale Verschiebung gesichert; die Spindel wird durch die mit ihr in einem Stück hergestellte, mit Einkerbungen versehene Krone an der Drehung gehindert, indem sich diese gegen die zu hebende Last stemmt.

Bei der hängenden Schraubenwinde mit Kegekräder und Seilscheibe (Fig. 3 und 4, Taf. IX) ist die Schraubenspindel

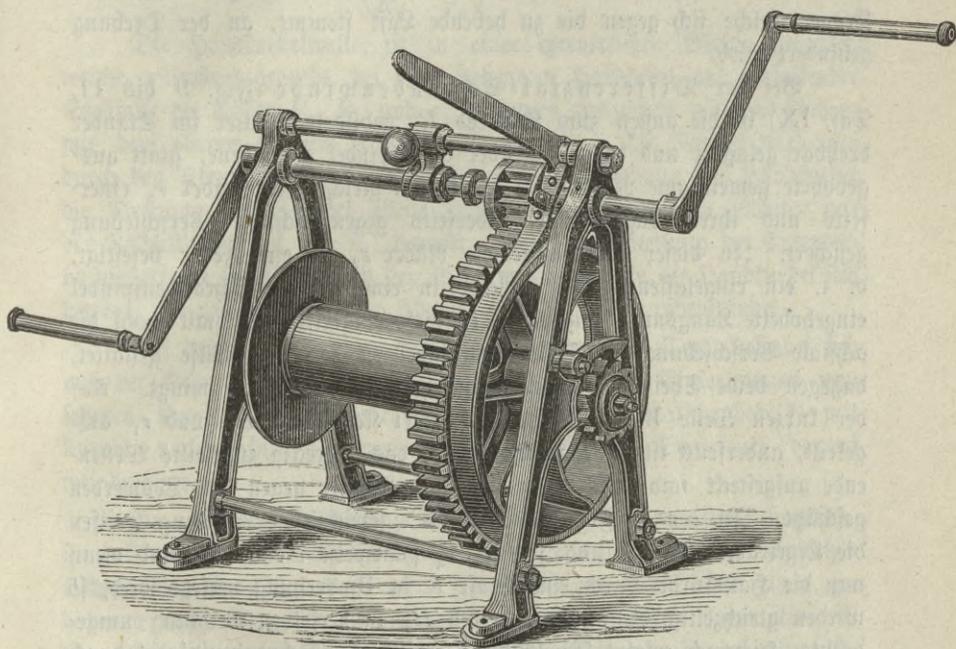


Fig. 20. Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung, mit Sperrad und Bremscheibe auf der Trommelwelle.

in dem aus Flacheisen und Eisenblech angefertigten Gehänge unver-schiebbar gelagert. An der im Gehänge gerade geführten Mutter hängt ein langer Kloben, der unten einen Haken trägt, wie bei einem Flaschenzug. Das Gehänge ist oben mit vier Laufrollen versehen, welche auf zwei Flacheisenschienen laufen. Letztere sind mittels in der Zeichnung fortgelassener Hängearme an die Decke des Arbeitsraumes befestigt, in welchem die Winde zur Verwendung kommen soll und diese bestreicht somit

den ganzen Raum den Lauffschienen entlang. Über die Seilscheibe oder Kettenzscheibe wird ein endloses Hanfseil (oder eine Kette) gehängt, und durch Ziehen an diesem das Heben oder Senken der Last bewerkstelligt.

Bei der Schraubenwinde mit Schneckenantrieb (Fig. 9, Text) ist die im Windenstock drehbar gelagerte Schraubenmutter außen zum Schneckenrad gebildet, in welches eine mittels Doppelfurbel drehbare Schnecke eingreift; die Schraubenspindel aber ist nur geradlinig im Windenstock verschiebbar, indem sie durch die mit ihr fest verbundene Krone, welche sich gegen die zu hebende Last stemmt, an der Drehung gehindert wird.

Bei der Differenzial-Schraubenwinde (Fig. 9 bis 11, Taf. IX) ist die außen zum Kegehrad  $R_2$  gebildete Mutter im Ständer drehbar gelagert und durch die über die Spindel geschobene, glatt ausgebohrte gemeinsame Nabenhülse der beiden gleichen Kegekräder  $r_2$  einerseits und ihren Lageranlauf andererseits gegen achsiale Verschiebung gesichert. In dieser Nabenhülse der Räder  $r_2$  ist eine Feder befestigt, d. i. ein eingelassener Keil, welcher in eine, in die Schraubenspindel eingehobelte Längsnuth eingepaßt, in diese eingreift und somit wohl die achsiale Verschiebung der Schraubenspindel in der Nabenhülse gestattet, dagegen beide Theile zu gemeinschaftlicher Drehbewegung zwingt. Auf der kurzen Welle  $W$  sind einerseits zwei Kegekräder  $R_1$  und  $r_1$  aufgekittet, andererseits ist die Handfurbel auf das viereckig zugefeilte Wellenende aufgesteckt und durch Schraube und Mutter gegen das Loswerden geschützt. In der in Fig. 9, Taf. IX, gezeichneten Stellung greifen die Kegekräder  $R_1$   $R_2$  und jene  $r_1$   $r_2$  paarweise ineinander und wenn nun die Handfurbel durch eine Kraft  $K$  in Umdrehung versetzt wird, so werden gleichzeitig die Räder  $r_2$  und  $R_2$  in derselben Richtung umgedreht. Hiernach erfolgt sowohl die Drehung der Schraubenspindel durch das Rad  $r_2$ , als auch jene der Mutter  $R_2$ .

Weil nun die Übersetzungsverhältnisse

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{50}{70} = \frac{1}{1,4} \quad \text{und} \quad \frac{R_1}{R_2} = \frac{75}{100} = \frac{1}{1,33}$$

von einander abweichen, so wird die Mutter rascher gedreht als die Schraubenspindel und hierdurch die achsiale Verschiebung der letzteren, entsprechend der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten, bewirkt, also die Last  $Q$  gehoben oder gesenkt, je nach der Drehungsrichtung der Handfurbel. Es verhalten sich aber die Umdrehungszahlen der Räder  $R_1$   $R_2$ , beziehungsweise  $r_1$   $r_2$  umgekehrt wie ihre Halbmesser und demnach erhält

man, wenn  $n_1$  die Umdrehungszahl der Handfurbelwelle,  $N_2$  jene des Rades  $R_2$ ,  $n_2$  jene des Rades  $r_2$  bezeichnen,

$$\frac{n}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} \text{ und } \frac{N_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Somit wird die entsprechende relative Drehung der Mutter gegen die Schraubenspindel die Umdrehungszahl  $n$  ergeben nach der Gleichung

$$n = N_2 - n_2 = \left( \frac{R_1}{R_2} - \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot n_1 \dots \dots \dots (88)$$

Die Handfurbelwelle ist in einer excentrischen Büchse gelagert, welche, aufwärts gedreht, bei oben stehendem Handhebel und einfallender Stellfalle die Räder  $R_1$   $R_2$  und  $r_1$   $r_2$  unten ausgerückt und das Rad  $r_1$  mit dem oberen  $r_2$  zum Eingriff gebracht hat. Die Mutter wird nun durch den Klemmbacken  $B$  angehalten und bei Drehung der Handfurbel die Drehung der Spindel allein in der nun feststehenden Mutter mit der Räderübersetzung ( $r_1 : r_2$ ) bewirkt. Bei dieser Stellung der Excenterbüchse erfolgt sonach je nach der Richtung in welcher die Handfurbel sich bewegt, ein rascher Auf- oder Abwärtsgang der Schraubenspindel.

Bei der Locomotivwinde (Fig. 10 und 11, Text) befindet sich auf der Schraubenspindel, unter der drehbaren mit Einferbungen versehenen Krone, ein Ratschenrad aufgefleilt und ein Ratschenhebel\*) mit sowohl nach rechts als nach links einlegbarem Sperrkegel darauf frei drehbar.

Bei eingelegtem Sperrkegel erfolgt nun die Drehung der Schraubenspindel mittels des Steckschlüssels genau so, wie bei der einfachen Schraubenwinde (Fig. 8, Text). Zum seitlichen Verschieben einer gehobenen Last, wie z. B. zum Einrücken einer entgleisten Locomotive, ist nun auf der unten im Rahmen liegenden Schraubenspindel ebenfalls eine Ratsche angebracht, und es wird durch Drehung der Schraubenspindel die mit dem Ständerfuß verbundene Mutter auf dem Rahmen

\*) Eine einfache Construction solcher Ratschen für Handvorschub ist bei den Sperrwerken in Fig. 11 und 12, Taf. II, zur Darstellung gebracht. Der Handhebel  $c$  ist neben dem Sperrrad auf der Spindel frei drehbar, wogegen der in Fig. 10 und 11, Text, ersichtliche Hebelansatz, in welchen erst ein Steckschlüssel als Hebelarm einzusetzen ist, ein gegabeltes Hebelauge besitzt, zwischen dessen beide Lagerlappen sowohl das Sperrrad als auch der  $\vee$  förmige, mit den beiden Schenkelspitzen angreifende Sperrkegel eingeschoben und letzterer im Charnierbolzen drehbar ist. Die auf der unteren Spindel gezeichnete Ratsche ist für den Transport abziehbar und deshalb das Sperrrad auf einer im Hebel gelagerten Hülse aufgefleilt.

verschoben. Die ganze Locomotivwinde ist somit principiell eine Zusammenstellung zweier einfacher Schraubenwinden und eine Abweichung liegt nur in dem constructiven Detail der Ratsche, gegenüber dem einfachen Steckschlüssel.

Die Locomotivhebevorrichtung (Fig. 12, Text) wird gewöhnlich mit hölzernen Böcken ausgeführt, an welche die Eisenbestandtheile in entsprechender Lage angeschraubt werden. Um die Aufstellung der Böcke jederzeit leicht so bewerkstelligen zu können, daß sich die Schraubenspindeln in verticaler Lage befinden, bedient man sich des Sentkels und findet deshalb ein solches mit fixer Marke für das Einspielen der Sentkelspitze bei verticaler Spindellage an jedem Boocke angebracht. Jeder Hebebock für sich betrachtet, ist eine Schraubenwinde mit Antrieb durch doppelte Räderübersetzung und Handkurbeln. Das Mutterstück ist an verticalen Quadratischeisenschienen zwischen den aufrechten Wangen des Boockes gerade geführt.

Die Zugvorrichtung für Schleusen mit flachgängiger Schraubenspindel und Regelrädern (Fig. 14, Taf. IX) ist mit ihrer, die beiden Lager vereinigenden Lagerfußplatte auf dem Kopfbalken der Schleusenumrahmung aufgeschraubt.

Die Zahnstangenwinden enthalten als Hauptbestandtheile die, bei Stockwinden nur oben mit drehbarer Krone und bei den sogenannten Pragenwinden überdies mit seitlich abgebogener Prage versehene Zahnstange und das eingreifende Getriebe, ferner eine einfache oder doppelte Räderübersetzung durch Stirnräder nebst Handkurbel und den diese Theile vereinigten Windenstock. Die allgemeine Anordnung der Räderübersetzung ist im Raderschema (Fig. 15 und 16, Taf. IX) ersichtlich. Die wesentlichen Constructionsdetails sind aus den Fig. 1 bis 6, Taf. X, für eine einfache Pragenwinde und in Fig. 1 bis 6, Taf. XI, für eine Pragenwinde mit doppelter Räderübersetzung zu entnehmen.

Der leichten Transportfähigkeit wegen ist der Stock gewöhnlich aus Eichenholz oder überhaupt aus hartem Holz hergestellt und die übrigen Theile sind aus Schmiedeeisen, möglichst leicht gehalten. Wegen der kleinen Zähnezahlen der Getriebe (3 bis 5) kommt hierbei die doppelte Punktverzahnung oder die gemischte Verzahnung zur Anwendung und werden im letzteren Falle bei einem Getriebe mit 3 Zähnen die Zahncurven beider eingreifender Zähne am Zahnkopf bis zu ihrem Durchschnitt verlängert, um eine hinreichend große Eingriffsdauer zu erzielen.

Die Achsenlager befinden sich in den beiden schmiedeisernen Seitenplatten, welche zugleich die für das Räderwerk erforderlichen Ausschnitte des Holzstockes verdecken und durch Schrauben verbunden sind. Die vier der Zugstange zunächst liegenden Verbindungsschrauben der Lagerplatten sind zwischen letzteren verstärkt und dienen als Stehbolzen und zugleich zur Führung der Zahnstange, insbesondere zur Rückenführung beim Heben der Lasten. Dieselben sind deshalb mit breiten Anlagflächen versehen und überhaupt entsprechend geformt, wie in Fig. 5, Taf. X, zu ersehen.

Der Holzstock ist unterhalb der Lagerplatten durch Bandeisestreifen armiert, zum Schutze gegen das Abschlagen des Holzes und am Fuße mit schmiedeisernen Stollen versehen, zum festen Anstellen. Zum Transport dient gewöhnlich noch ein Ring (Fig. 13, Text, Fig. 6, Taf. IX und Fig. 2, Taf. X) oder eine anders geformte Handhabe. Die Brage ist in Fig. 14, Text, zu sehen und entweder im Holzstock oder außen, wie in Fig. 2, Taf. X, an Bandeisenschienen geführt, um den Holzstock beim Bragenangriff gegen Abnutzung zu schützen.

Die Bockwinde (Fig. 15, Text), welche hauptsächlich im Waggonbau verwendet wird, hat als weiteren Bestandtheil den mit vier Füßen ausgestatteten, aus Holz hergestellten Bock und zwei seitliche Handhaben zum Transport. Die unten gerade Zahnstange reicht aus dem Stock frei herab.

Die Schubwinde (Fig. 12 und 13, Taf. IX) wird mit den beiden Schultern des gusseisernen Rädergehäuses auf Unterlagen gesetzt, wenn das Heben der Last an der drehbaren Krone der Zahnstange erfolgt und umgekehrt.

Die Zugwinde (Fig. 16, Text) greift die einander zu nähernden Gegenstände einerseits mit dem durch die Zahnstange gebildeten Haken, anderseits durch einen solchen am Rädergehäuse an.

Bei der Zugvorrichtung für Schleusen und Schützen (Fig. 17 bis 19, Text) ist das gusseiserne Rädergehäuse eigenartig geformt und auf dem Kopfbalken der Schleusen- oder Schützenumrahmung aufgeschraubt. Die schmiedeisernen Zahnstange ist hierbei in Fig. 17 und 18, Text, durch zwei auf ihren Bolzen lose drehbaren Rollen, gewöhnlich Frictionsrollen genannt, am Rücken geführt; bei der Ausführung nach Fig. 19, Text, ist nur eine solche Führungsrolle vorhanden. Bei den gewöhnlichen Schützenaufzügen der Wasserräder und Turbinen kommen gusseiserne Zahnstangen und gusseiserne Getriebe mit 11 bis 15 (gewöhnlich 13) Zähnen mit Seitenscheiben zur Anwendung.

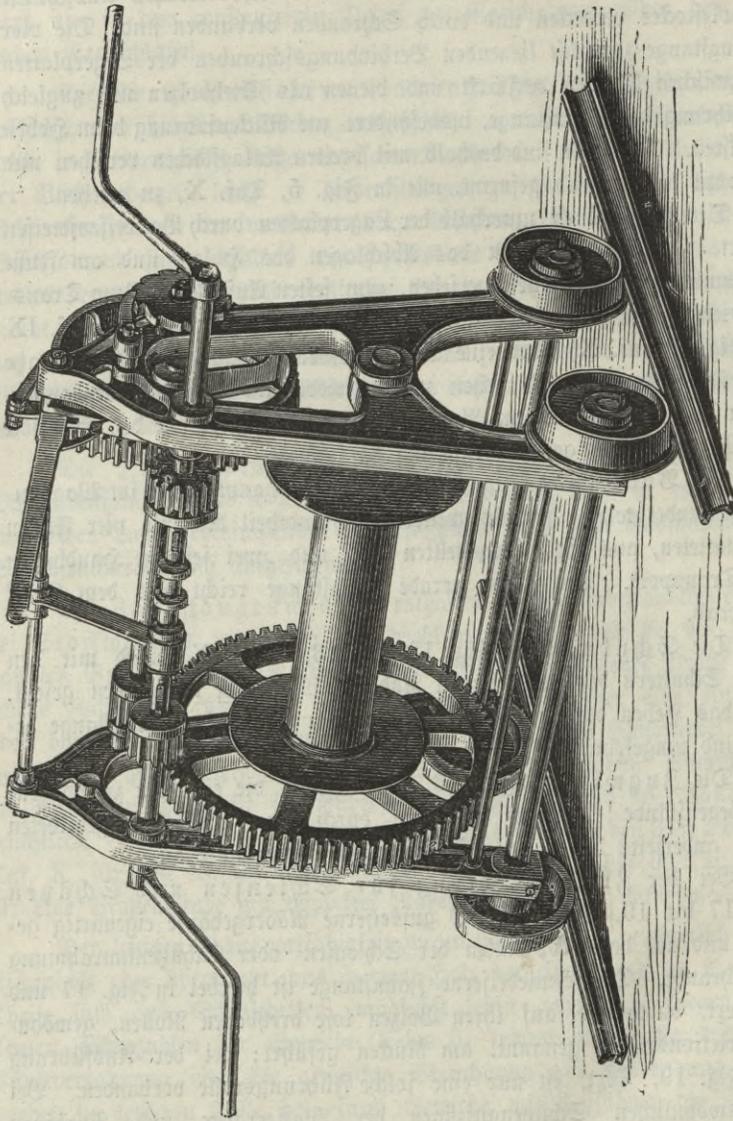


Fig. 21. Auf Rollen laufende Trommelmüde mit doppelter Räderüberlegung.

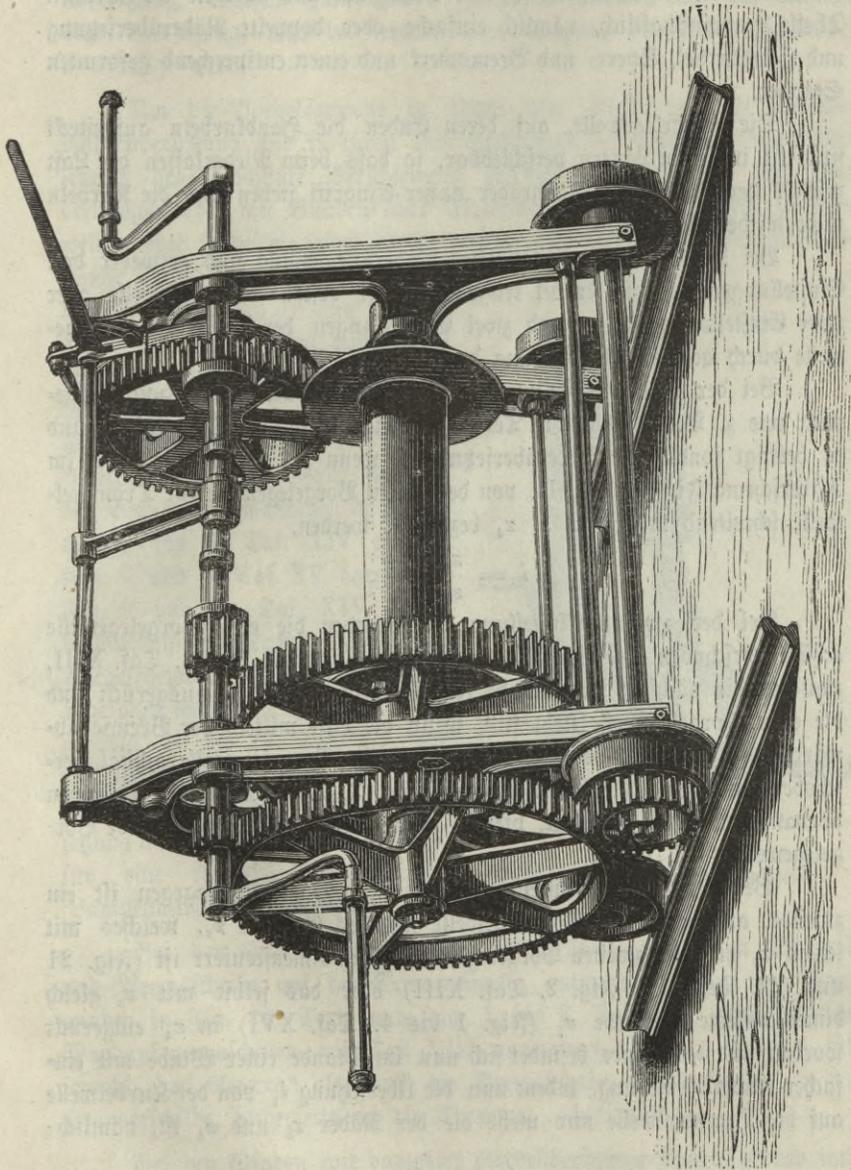


Fig. 22. Durch Handkurbel und Zahnradantrieb fahrbare Trommelwinde mit doppelter Förderüberlegung.

Die Trommelwinden und Kettenradwinden haben außer der Trommel, beziehungsweise dem Kettenrade alle übrigen wesentlichen Theile gemeinschaftlich, nämlich einfache oder doppelte Räderübersehung und Handkurbel, Sperr- und Bremswerk und einen entsprechend geformten Ständer.

Die Vorgelegewelle, auf deren Enden die Handkurbeln aufgesteckt sind, ist in ihren Lagern verschiebbar, so dass beim Niederlassen der Last mittels der Bremse, die Zahnräder außer Eingriff stehen und die Kurbeln nicht mitbewegt werden.

Bei den Winden mit doppelter Räderübersehung sind entweder drei Einstellungen der die Kurbel tragenden oder ersten Vorgelegewelle oder zwei Einstellungen dieser und zwei Einstellungen der zweiten Vorgelegewelle durch achsiale Verschiebung derselben erforderlich.

Bei der ersten Einstellung ist die doppelte Räderübersehung eingerückt wie z. B. in Fig. 21, Text und Fig. 1 bis 3, Taf. XIII, und es beträgt sonach die Räderübersehung  $i$ , wenn die Zähnezahlen wie im Räderschema Fig. 6, Taf. II, von der ersten Vorgelegewelle zur Trommelwelle schreitend mit  $z_1$   $z_2$   $z_3$   $z_4$  bezeichnet werden,

$$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}.$$

Bei der zweiten Einstellung ist entweder die erste Vorgelegewelle achsial verschoben und die Falle in Fig. 21, Text und Fig. 2, Taf. XIII, zwischen die nächsten zwei Bunde eingelegt, hierbei ist  $z_1$  ausgerückt und die erste Vorgelegewelle steht still, wenn die Last mittels der Bremse abwärts gelassen wird, oder es wird die zweite Vorgelegewelle achsial verschoben und die Falle hinter den in Fig. 3, Tafel XVI, auf derselben vorhandenen Bund eingelegt, hierbei ist  $z_3$  ausgerückt, wonach beide Vorgelegewellen still stehen.

Bei der dritten Einstellung bleibt  $z_1$  ausgerückt, dagegen ist ein zweites, auf der ersten Vorgelegewelle sitzendes Getriebe  $z_3$ , welches mit jenem  $z_3$  auf der zweiten Vorgelegewelle gleich dimensioniert ist (Fig. 21 und 22, Text und Fig. 2, Taf. XIII) oder das selbst mit  $z_3$  gleich dimensionierte Getriebe  $z_1$  (Fig. 1 bis 4, Taf. XVI) in  $z_4$  eingerückt worden und die Winde befindet sich nun im Stande einer Winde mit einfacher Räderübersehung, indem nun die Übersetzung  $i_1$  von der Kurbelwelle auf die Trommelwelle nur mehr die der Räder  $z_3$  und  $z_4$  ist, nämlich:

$$i_1 = \frac{z_3}{z_4}.$$

Man benötigt sohin zum Heben schwerer Lasten die doppelte Räderübersehung, dagegen zum Heben geringerer Lasten nur die einfache Räderübersehung, weil bei letzterer die Bewegung der Last rascher bewerkstelligt wird.

Um die Vorgelegewelle in ihren zwei Stellungen bei einfacher Räderübersehung und in ihren drei Stellungen bei doppelter Räderübersehung gegen achsiale Verschiebung zu sichern, ist dieselbe mit Eindrehungen oder mit Bunden oder Stellringen versehen, in oder zwischen welche eine Falle eingelegt wird, welche auf der oberen Verbindungsstange drehbar ist wie in Fig. 20 bis 22, Text, Fig. 1 und 2, Taf. XIII, oder über einen Ansatz verschiebbar vertical aufgehoben werden kann, wie in Fig. 1, Taf. XII und Fig. 1 bis 4, Taf. XVI. Andere Anordnungen dieser Falle sind bei den Wandaufzugmaschinen in Fig. 2 und 4 bis 8, Taf. XIV und in Fig. 7 und 8, Taf. XV dargestellt. Fig. 9 und 10, Taf. XIV zeigen die Anordnung einer unverschiebbaren Vorgelegewelle, wobei die Kurbel abgezogen werden muß. Endlich ist in Fig. 10 bis 13, Taf. XV, die Detailconstruction einer einfachen Trommelwinde ohne Räderübersehung an einer Wandaufzugmaschine für eine elektrische Bogenlampe (Lampenaufzug) zu ersehen.

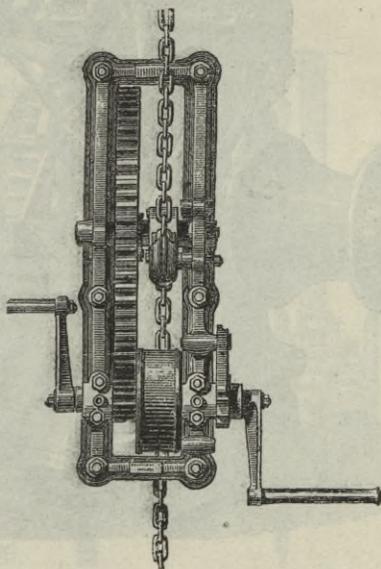


Fig. 23. Französische Bauwinde.

Bei den Winden mit einfacher Räderübersehung sitzen Sperrrad und Bremscheibe auf der Trommelwelle, entweder wie bei den Bauwinden in Fig. 20, Text, und Fig. 1 bis 3, Taf. XII, und bei den Wandaufzugmaschinen auf Taf. XIII angeordnet, oder es befindet sich sowohl das Sperrrad als auch die Bremscheibe innerhalb der beiden Ständersehilde, beiderseits an die Trommel anschließend.

Bei den Winden mit doppelter Räderübersehung sitzen Sperrrad und Bremscheibe entweder auf der zweiten Vorgelegewelle, wie in Fig. 21

und 22, Text und Fig. 1 bis 4, Taf. XIII, oder auch auf der Trommelle, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. XVI.

In Fig. 20 bis 22, Text, Fig. 1 bis 4, Taf. XIII, und bei den Wandaufzugmaschinen auf Taf. XIV ist nach den Ausführungen von Mohr und Federhaff in Mannheim die Bremscheibe mit dem anschließenden Zahnrad in einem Stück, mit gemeinsamer Armkrenze gegossen.

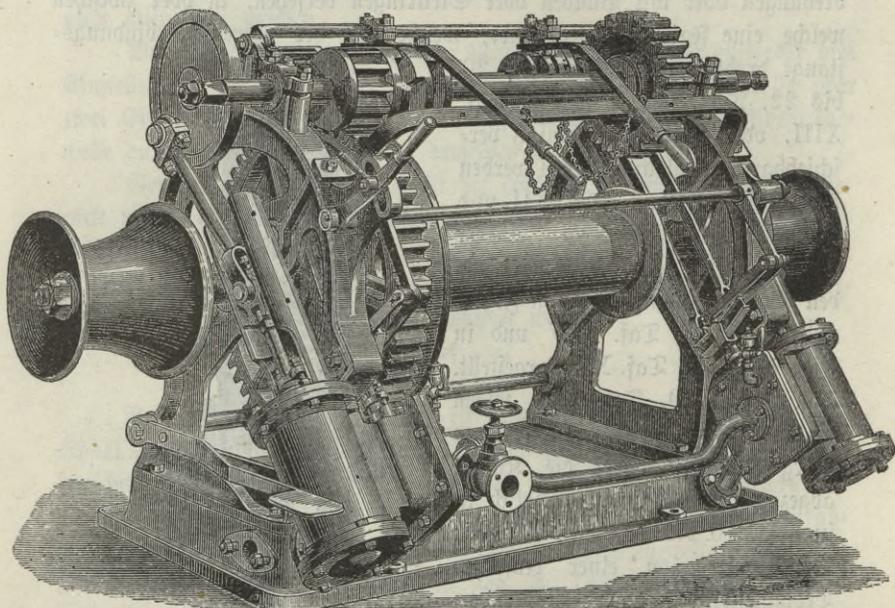


Fig. 24. Dampfswinde mit Kettentrommel und freihängenden Trommeln für ein ablaufendes Seil.

Die in Fig. 2, 5 und 6, Taf. XV, in Verbindung mit einem Wandkrahne dargestellte Wandaufzugmaschine und der Lampenaufzug Fig. 10 bis 13, Taf. XV, besitzen keine Bremsen.

Der Umstand, dass bei der einfachen und doppelten Bauwinde die ganze Seillänge, welche mindestens gleich der Förderhöhe sein muss, auf der Trommel in nebeneinander und eventuell übereinander gelegten Windungen Platz finden muss, bedingt für große Förderhöhen oder Förderweiten bedeutende Trommellängen. Diesem Übelstande wird durch die

Anwendung der sogenannten Frictionstrommel begegnet. Bei der Frictionstrommel hat die Seillänge keinerlei Einfluss auf die Trommel-dimensionen, da die Trommel vom Seile nur in sovielen Windungen umwunden wird, als nothwendig sind, dass die zwischen der Trommel und dem Seil entstehende Reibung ein selbstthätiges Gleiten des Seiles verhindert, während durch ein Räderwerk die Trommel in Umdrehung versetzt und die Last gefördert wird. Damit das Seil selbst annähernd auf derselben Stelle der Trommel zum Auslaufen Platz schafft, ist die Trommel conisch, und damit das Seil rasch darübergeschlagen werden kann, sind die Frictionstrommeln bei Schiffswinden gewöhnlich freitragend auf der Trommelwelle montiert, wie in Fig. 24, Text, gezeichnet.

Der Windenständer oder das Gestelle der Bauwinden wird aus den beiden gusseisernen Ständerschil-den (oder Ständern) und den drei schmiedeisernen Verbindungsstangen (Querverbindungen oder Distanzstangen) durch Verschraubung gebildet. Die namentlich von französischen Fabrikanten versuchte Anwendung schmiedeiserner Seitenschilder, aus gebogenem Winkelisen hergestellt, hat sich der hohen Herstellungskosten wegen nicht allgemeineren Eingang verschafft.

Die Fig. 20 bis 23, Text, Fig. 1 bis 11. Taf. XII, Fig. 1 bis 5, Taf. XIII, und Fig. 1 bis 4, Taf. XVI, zeigen die gebräuchlichen Formen der Ständer, deren Querschnitt U oder T förmig ist, wie in Fig. 7 und 8, Taf. X, gezeichnet, oder auch doppelt T förmig, wie bei den Winden in Fig. 20 bis 22, Text, ausgeführt.

Die beiden Ständer werden gewöhnlich zur Mittellinie symmetrisch angeordnet, also auch die beiden Vorgelegewellen der doppelten Winden in gleicher Höhe symmetrisch zur Ständermittellinie, um nicht zwei Gussmodelle zu deren Abformung zu erfordern.

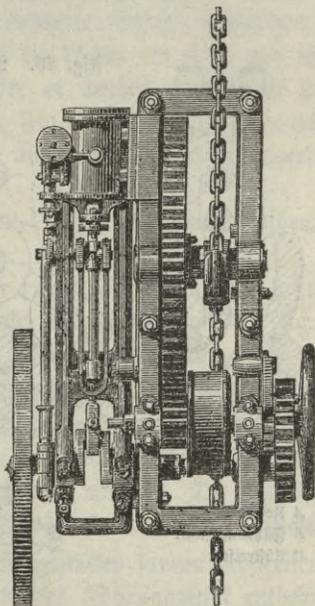


Fig. 25. Dampfwinde mit Kettenrad.

Die Ständerfüße sind mit Schraubenlöchern versehen, um die Winde nöthigenfalls auf eine Unterlage (gewöhnlich Holzunterlage) festschrauben zu können.

Die Handkurbeln erhalten zweckmäßig eine am Kurbelstift drehbare Hülse als Handgriff, um die Hände des Mannes an der Kurbel vor Schwielen zu schützen. Diese Hülse werden entweder aus Holz hergestellt wie in Fig. 5, Taf. XII, und an beiden Enden mit Eisen- oder Messingringen armirt, oder sie werden, namentlich wenn die Winden im

Fig. 27. Querschnitt.

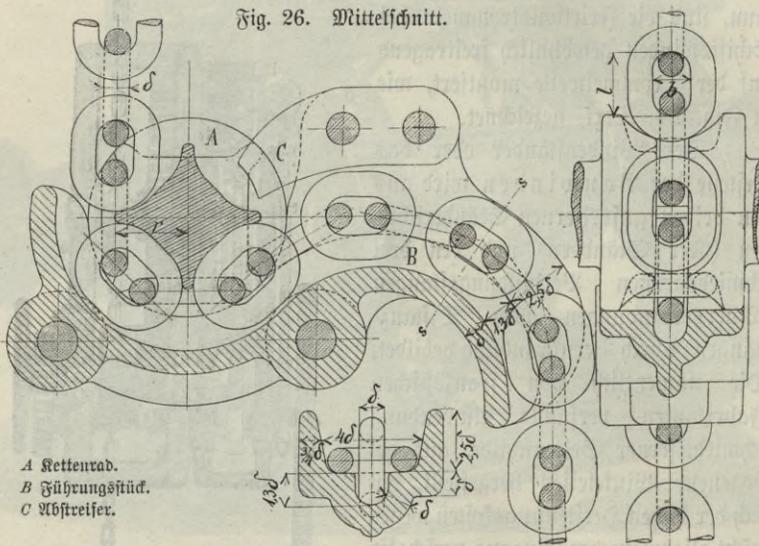


Fig. 28. Schnitt ss.

Kettenrad und Kettenführung einer Kettenradwinde.

(Fig. 26 bis 28.)

Freien verwendet werden sollen, aus einem Stück Gasrohr hergestellt, wie in Fig. 6, Taf. XII, wobei der Kurbelstift an seinen Enden mit Ansätzen versehen ist, welche dem inneren Rohrdurchmesser angepaßt sind. Oft werden jedoch auch die Handkurbeln der größeren Einfachheit wegen ohne Hülse, aus einem mit Nabe versehenen Rundeisenstück oder besonders geformten Schmiedestück hergestellt wie bei der Schraubenwinde in Fig. 1, Taf. IX, gezeichnet.

Die Befestigung der Kurbeln auf den Wellenenden erfolgt entweder durch Aufseilung auf die rund abgedrehten Enden mittels Nasenkeil oder durch Aufstecken auf die angefeilten Vierecke und Feststellung durch einen conischen Stift wie in Fig. 1 und 4, Taf. XII, oder durch eine vorgeschraubte Mutter, wie in Fig. 6, Taf. XVI.

Die beiden Kurbeln werden so befestigt, daß die Kurbelarme einen Winkel von  $120^\circ$  einschließen, um möglichst gleichförmige Anstrengung der an beiden Kurbeln drehenden Männer zu erzielen. Soll die Winde fahrbar sein, so wird sie auf Rollen (Fig. 11, Taf. XII) gestellt und es werden die Lager für die Rollennachsen entweder vertical verstellbar angeordnet, wie in Fig. 9, Taf. XII, um die Winde an Ort und Stelle am Ständerfüße aufstehen zu lassen, oder es werden geschlossene Lager an die Ständerfüße angeschraubt, wie in Fig. 10, Taf. XII, oder endlich unten offene Lager an die Ständerfüße angegossen und mit Lagerdeckel versehen wie in Fig. 21 und 22, Text.

Die Trommel ist gewöhnlich glatt, selten mit schraubenförmiger Kettenspur versehen.

Die Ständer- oder Rahmenform der französischen Bauwinde, bestimmt zur Befestigung an eine verticale Wand, ist aus den Fig. 23 und 25, Text, und Fig. 5 bis 7, Taf. XVI, zu entnehmen.

Ein wesentlicher Theil dieser Kettenradwinden ist das Führungsstück, welches die Kette in das Kettenrad in entsprechend langem Bogen eingreifend erhält und der Abstreifer dazu, welcher etwa durch Reibung im Kettenrade festliegende Kettenglieder von demselben abstreift. Die Anordnung derselben ist in Fig. 23, Text, und Fig. 5 bis 7, Taf. XVI, ersichtlich.

Die Detailconstruction dieses Führungsstückes sammt Abstreifer ist in Fig. 26 bis 28, Text, dargestellt. Um das Führungsstück entbehrlich zu machen, sind bei den Kettenradwinden von Vernier in Paris zwei mittels in Eingriff stehender Zahnräder, gleichzeitig nach entgegengesetzter Richtung sich drehende gleich große Kettenräder untereinander vorhanden.

**3. Dimensionsbestimmung.** Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände wird die am Hebelarm  $a$  der einfachen Schraubenwinde, beziehungsweise am Kurbelhalbmesser  $a$  der übrigen Winden zum Heben einer Last  $Q$  wirklich erforderliche Kraft  $K^*$ ) größer sein, als

\*) Die Zugkraft eines Arbeiters kann man im Durchschnitt nehmen, wenn  $K$  die mittlere Kraft in  $kg$ , und  $c$  die mittlere Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes in Metern pro Secunde bezeichnen:

die sich nach dem Übersetzungsverhältnisse allein, ohne Rücksicht auf Widerstände ergebende theoretische Kraft  $K_0$  und es bezeichnet wieder wie in Gl. (44) das Verhältniss

$$\eta = \frac{K_0}{K} \dots \dots \dots (89)$$

den Wirkungsgrad der Winde. Hieraus ergibt sich wieder wie in Gl. (45)

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \dots \dots \dots (90)$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  aber setzt sich zusammen aus den Wirkungsgraden der die Maschine bildenden Elementenpaare und ist gleich dem Producte derselben.

Nachstehende Tabelle enthält den Wirkungsgrad  $\eta$  für die einfache Schraubenwinde für folgende Verhältnisse und Bezeichnungen:\*)

$r$  = mittlerer Halbmesser des Gewindes in Millimeter,

$s$  = Steigung des Gewindes oder Ganghöhe bei einer Windung, in Millimeter,

a) Bei einer mittleren Arbeitszeit  $t = 8$  Stunden täglich;

Ohne Maschine  $K = 14 \text{ kg}$ ,  $c = 0,78 \text{ m}$ ,

Am Hebel  $K = 6 \text{ kg}$ ,  $c = 0,75 \text{ m}$ ,

An der Kurbel  $K = 8 \text{ kg}$ ,  $c = 0,75 \text{ m}$ .

Für eine andere Arbeitszeit  $t'$  bei der Geschwindigkeit  $c'$  erhält man die möglicherweise auszuübende Kraft  $K'$ :

$$\text{nach Gerstner } K' = \left(2 - \frac{c'}{c}\right) \cdot \left(2 - \frac{t'}{t}\right) \cdot K$$

$$\text{nach Maschek } K' = \left(3 - \frac{c'}{c} - \frac{t'}{t}\right) \cdot K$$

Für  $t' = 0$  und  $c' = c$  ergibt sich hieraus  $K' = 2K$

b) Durch kurze Zeit:

Am Schraubenschlüssel oder am Steckschlüssel einer Schraubenwinde  $K = 34 \text{ kg}$

Am Schraubstockschlüssel oder am vertical bewegten Pumpenhebel  $K = 30 \text{ kg}$

An der Kurbel  $K = 27 \text{ kg}$

\*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik. Zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 29.

Die allgemeine Formel, nach welcher diese Tabelle berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{a - \psi r_2}{a} \cdot \frac{\frac{s}{2\pi r} \left(1 - \mu \frac{s}{3\pi r}\right)}{\frac{s}{2\pi r} + \mu + \left(1 - \mu \frac{s}{2\pi r}\right) \psi \frac{r_1}{r}}$$

$\left(\frac{s}{2\pi r}\right) =$  Steigungsverhältnis des Gewindes,

$r_1 =$  Halbmesser der Spurzapfenreibung in Millimeter,

$r_2 =$  Halbmesser der Halszapfenreibung in Millimeter,

$\mu = 0,1 =$  Coëfficient der gleitenden Reibung an den Gewindgängen,

$\varphi = 0,08 =$  Coëfficient der Zapfenreibung,

$a = 8r =$  Hebelarm der Kraft  $K$ .

Tabelle des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde.

Einrichtung der Winde	Steigungsverhältnis $\left(\frac{s}{2\pi r}\right)$						
	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
	Wirkungsgrad $\eta$						
Die Spindel wird gedreht $r_1 = 0,5r; r_2 = r; a = 8r$	0,219	0,259	0,296	0,328	0,357	0,408	0,463
Die Mutter wird gedreht $r_1 = 1,5r; r_2 = 2r; a = 8r$	0,151	0,183	0,210	0,236	0,260	0,304	0,352

Diese Tabelle kann man auch für wenig abweichende Verhältnisse mit hinreichender Genauigkeit zur Schätzung des Wirkungsgrades benutzen.

Mit denselben Bezeichnungen wird die erforderliche theoretische Kraft  $K_0$  bei der einfachen Schraubenwinde, entsprechend der Arbeitsgleichung:

$$K_0 \cdot 2\pi a = Q \cdot s \dots \dots \dots (91)$$

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \cdot Q \dots \dots \dots (92)$$

Für die Dimensionierung der flachgängigen Schraubenspindel aus Schmiedeeisen oder Bessemerstahl kann man, wenn noch  $d$  den äußeren und  $d_1$  den inneren Gewindedurchmesser in Millimeter bezeichnet, die Steigung nehmen:

$$s = 0,2d = 0,25d_1 \dots \dots \dots (93)$$

und den erhaltenen Wert passend, gewöhnlich nach dem englischen Zoll abrunden.\*) Die Gewindetiefe wird gleich der halben Steigung und die

\*) Da die Schraubenspindel auf der Drehbank geschnitten wird, und diese gewöhnlich eine Leitspindel mit englischem Gewinde hat (2 bis 4 Gänge auf einen Zoll englisch), so wird man auch die Steigung  $s$  nach dem englischen Zoll abrunden und in der Zeichnung cotieren, da andernfalls besondere Wechselräder erforderlich sind, um mittelst englischer Leitspindel ein metrisches Gewinde zu schneiden. Für die Aufsuchung des betreffenden englischen Maßes kann die Schraubentabelle (Note S. 20) dienen.

Mutterlänge gleich  $2d$ . Kann die Mutter nicht genug lang gemacht werden, so nimmt man den Spindeldurchmesser  $d$  entsprechend größer, wobei zu beachten ist, daß der Abnutzungsdruck an den Auflageflächen der Gewindgänge  $p = 0,5 \text{ kg/mm}^2$  nicht überschritten werde.

Den Durchmesser  $d_1$  kann man für eine Schraubenspindel aus Schmiedeeisen oder weichem Bessmerstahl in gewöhnlichen Fällen mit der gleichen Beanspruchung  $S = 2,8 \text{ kg/mm}^2$  wie scharfgängige Schrauben berechnen also für  $Q = P$  nach der Gl.

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} \dots \dots \dots (94)$$

deren Werte, soweit sie dort hingehören, in der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (Note zu S. 20) enthalten sind. Bei sehr sorgfältiger Ausführung kann man für eine Spindel aus Schmiedeeisen oder weichem Bessmerstahl bis  $S = 5 \text{ kg/mm}^2$  und für eine Spindel aus Gußstahl bis  $S = 10,5 \text{ kg/mm}^2$  nehmen.

1. Beispiel. Eine einfache Schraubenwinde nach Fig. 5 bis 7, Taf. VII, hat folgende Dimensionen:

$$d = 65 \text{ mm}; s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12,7 \text{ mm};$$

$$d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}; r = \frac{1}{2} \left( d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm.}$$

Es ist zu berechnen, welche Last  $Q$  mit derselben gehoben werden kann und wie groß hierbei die Beanspruchung des Kernquerschnittes der Schraubenspindel wird, wenn am Hebelarm  $a = 550 \text{ mm}$  zwei Männer mit je  $34 \text{ kg}$  wirken.

Es ist

$$\left( \frac{s}{2\pi r} \right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und somit nach der Tabelle S. 77 der Wirkungsgrad (die Spindel wird gedreht)

$$\eta = 0,328.$$

Nach Gl. (90) wird wegen

$$K = 2 \cdot 34 = 68 \text{ kg}$$

die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,328 \cdot 68 = 22,304 \sim 22,3 \text{ kg}$$

und somit nach Gl. (92)

$$Q = \frac{2\pi a}{s} \cdot K_0 = \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 550}{12,7} \cdot 22,3 = 6067,8 \sim 6000 \text{ kg.}$$

Nun ist der Kernquerschnitt der Schraubenspindel

$$F = \frac{\pi}{4} d_1^2 = 52,3^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 2148,3 \text{ mm}^2$$

und somit die Beanspruchung

$$S = \frac{Q}{F} = \frac{6000}{2148,3} = 2,79 \sim 2,8 \text{ kg/mm}^2.$$

2. Beispiel Es soll eine einfache Schraubenwinde nach Fig. 5 bis 7, Taf. VII, ausgeführt werden für die Last  $Q = 6000 \text{ kg}$  und wird vorausgesetzt, daß zu ihrer Bewältigung zwei Männer mit je  $34 \text{ kg}$  am Hebelarme  $a$  wirken. Es sind die Dimensionen der Spindel und die Länge  $a$  des Hebelarmes des Steckschlüssels und endlich der Durchmesser des letzteren zu bestimmen.

Nach Gl. (94 ergibt sich für  $P = Q = 6000 \text{ kg}$  der Kerndurchmesser der Schraubenspindel

$d_1 = 0,67 \sqrt{P} = 0,67 \cdot \sqrt{6000} = 0,67 \cdot 77,46 = 51,898 \sim 52 \text{ mm}$   
und folglich nach Gl. (93 die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{52}{4} = 13 \text{ mm},$$

welche nach dem englischen Zoll abgerundet ergibt  $s = \frac{1}{2}$  Zoll engl. =  $12,7 \text{ mm}$ , d. i. 2 Gänge auf 1 Zoll englisch oder 10 Gänge auf  $127 \text{ mm}$ . Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 52 + 12,7 = 64,7 \sim 65 \text{ mm}$$

und für diese Abrundung

$$d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2} \left( d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm}.$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left( \frac{s}{2\pi r} \right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und nach der Tabelle S. 77 der Wirkungsgrad (die Spindel wird gedreht)

$$\eta = 0,328.$$

Die Gleichung (90 ergibt hiermit wegen

$$K = 2 \cdot 34 = 68 \text{ kg}$$

die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta K = 0,328 \cdot 68 = 22,304 \sim 22,3 \text{ kg}$$

und endlich die Gl. (92 den Hebelarm

$$a = \frac{s}{2\pi} \cdot \frac{Q}{K_0} = \frac{12,7 \cdot 6000}{2 \cdot \pi \cdot 22,3} = \frac{76200}{140,1} = 544 \sim 550 \text{ mm}.$$

Der Steckschlüssel ist auf Biegung beansprucht durch die Kraft  $K = 68 \text{ kg}$  am Hebelarme  $a = 550 \text{ mm}$  und dessen Durchmesser  $d$  ergibt sich aus der Festigkeitsgleichung:

$$K \cdot a = S \cdot Z = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3$$

wenn man, um  $d$  möglichst klein zu erhalten und sohin die Sicherheit zu haben, daß sich der Schlüssel eher biegt, als daß sonst ein Theil zu stark beansprucht werde,  $S = 10 \text{ kg/mm}^2$  annimmt,

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi S} \cdot K \cdot a} = \sqrt[3]{38090} = 33,7 \sim 33 \text{ mm}.$$

Anmerkung. Nach Ausrechnung einer Aufgabe wie die des 2. Beispiels ist es angezeigt, die Proberechnung vorzunehmen und kann das 1. Beispiel als Muster dieser Proberechnung für das 2. Beispiel dienen.

Bei der Schraubenwinde mit Kegelhäderantrieb wird die Mutter gedreht und es ergibt sich der Wirkungsgrad gleich dem Producte des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde, bei der die Mutter gedreht wird (Tabelle S. 77), und dem Wirkungsgrad der Zahnräder und der zugehörigen Vorgelegewelle, welche letztere getrennt den folgenden beiden Tabellen zu entnehmen sind,\*) entsprechend den folgenden Bezeichnungen und Verhältnissen:

$z_1$  = Zähnezahl des Getriebes;  $R_1$  dessen Halbmesser in Millimeter,

$z_2$  = " " Nades;  $R_2$  " " " "

$i = \frac{z_1}{z_2}$  = Übersetzungsverhältnis,

$r$  = Zapfenhalbmesser der Vorgelegewelle in Millimeter,

$a$  = Kurbelhalbmesser in Millim. = Hebelarm der Kraft  $K$ ,

$\varphi = 0,08$  = Coefficient der Zapfenreibung.

Bezeichnet nun  $\eta_1$  den Wirkungsgrad der Schraubenspindel mit ihrer Mutter,  $\eta_2$  den Wirkungsgrad der Zahnräder,  $\eta_3$  den Wirkungsgrad der Vorgelegewelle, so ergibt sich der Wirkungsgrad  $\eta$  ihrer Verbindung, also jener der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \dots \dots (95)$$

Mit denselben Bezeichnungen wird die erforderliche theoretische Kraft  $K_0$  bei der Schraubenwinde mit Kegelhäderantrieb, entsprechend der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2\pi a = Q \cdot s \cdot \frac{z_1}{z_2} \dots \dots \dots (96)$$

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q \dots \dots \dots (97)$$

\*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2 Abth. S. 14 und 17. Die Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnräder ist für Stirnräder berechnet, angenähert aber auch für Kegelhäder gültig.

Die allgemeine Formel, nach welcher die Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{z_1}{z_1 + 0,33 \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}$$

Die allgemeine Formel, nach welcher die Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle berechnet ist, die man ebenfalls in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = 1 - \left(1 + \frac{R_1}{a}\right) \varphi \frac{r}{R_1}$$

Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder.

Zähnezahl des Getriebes $z_1$	Übersetzungsverhältnis $i = \frac{z_1}{z_2}$							Bahn- länge
	1	0,75	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	
Wirkungsgrad $\eta$								
5	0,883	0,897	0,909	0,916	0,921	0,927	0,932	0,938
6	0,901	0,912	0,923	0,929	0,933	0,938	0,943	0,948
7	0,914	0,923	0,934	0,938	0,942	0,946	0,951	0,955
8	0,924	0,932	0,941	0,946	0,949	0,953	0,957	0,960
10	0,938	0,945	0,952	0,956	0,959	0,962	0,965	0,968
12	0,948	0,954	0,960	0,963	0,965	0,968	0,971	0,973
15	0,957	0,963	0,968	0,970	0,972	0,975	0,977	0,978
20	0,968	0,972	0,975	0,978	0,979	0,981	0,983	0,983

Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle.

Zapfen- Verhältnis $\left(\frac{r}{R_1}\right)$	Seibelverhältnis $\left(\frac{R_1}{a}\right)$				
	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$
Wirkungsgrad $\eta$					
0,5	0,940	0,947	0,950	0,953	0,955
0,4	0,952	0,957	0,960	0,963	0,964
0,3	0,964	0,968	0,970	0,972	0,973
0,2	0,976	0,979	0,980	0,981	0,982
0,1	0,988	0,989	0,990	0,991	0,991

Die Schraubenspindel wird wie bei der einfachen Schraubenwinde für die Last  $Q$  dimensioniert Gl. (93 und 94, und die Auflagfläche der die Mutter bildenden Radnabe, die Spurlagerfläche auf dem Lagerfranze so groß, daß der Abnutzungsdruck  $100 \text{ at} = 100 \text{ kg/cm}^2$  oder  $1 \text{ kg/mm}^2$  nicht überschreitet. Zur Ausgleichung der Abnutzung wird eine Metallbüchse mit Borde oder ein Armierungsring wie in Fig. 1, Taf. IX, angewendet. Für den äußeren Durchmesser  $D$  der die Mutter bildenden Radnabe kann man in Millimeter ausgedrückt nehmen

$$D = 5 + 1,5 d \dots \dots \dots (98)$$

Die Zahntheilung ist für Regelräder wie für Stirnräder bestimmt durch den Zahndruck, welcher bei Regelrädern für die Festigkeitsberechnung

streng genommen am mittleren Radius wirkend angenommen werden sollte, annähernd aber der Einfachheit wegen namentlich bei Rädern mit großer Zähnezahl und bei Räderpaaren für große Übersetzung am äußeren Theilkreisradius  $R_1$  des Getriebes concentrirt angenommen werden kann.

Bezeichnet nach der Cotierung in Fig. 4, Taf. VII, allgemein

$P$  den Zahndruck im Theilkreise in Kilogramm, hier an der Zahnspeize angreifend gedacht,

$z$  die Zähnezahl,

$t$  die Theilung in Millimeter,

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$  die Stichzahl,

$\lambda = 0,7 t$  die Zahnlänge,

$k = 0,3 t$  die Zahnkopflänge,

$f = 0,4 t$  die Zahnfußlänge,

$b$  die Zahnbreite in Millimeter,

$h = 0,5 t$  die Höhe des Zahnfußes in Millimeter,

$\frac{b}{t} = \psi$  das Verhältniß der Zahnbreite zur Theilung,

$S$  die Beanspruchung des Zahnes in der stärkft gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,

$Z = \frac{bh^2}{6}$  den Querschnittsmodul des Zahnfußquerschnittes,

$R$  den Theilkreishalbmesser in Millimeter,

so gilt für den Kraftangriff an der Zahnspeize die Festigkeitsgleichung

$$P\lambda = S \cdot Z = S \cdot \frac{bh^2}{6} \dots \dots \dots (99)$$

und für den Theilkreishalbmesser die Gl.

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \dots \dots \dots (100)$$

Durch Einführung vorstehender Verhältnisse in Gl. (99) ergibt sich ferner

$$P \cdot 0,7 t = S \cdot \frac{b \cdot 0,5^2 \cdot t^2}{6}$$

und hieraus

$$b \cdot t = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \dots \dots \dots (101)$$

Durch Substitution von  $\psi = \frac{b}{t}$  also  $b = \psi t$  ergibt sich weiter

$$\psi t^2 = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \dots \dots \dots (102)$$

und hieraus

$$t = \sqrt{\frac{16,8}{\psi S}} \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (103)$$

Durch Einführung des Verhältnisses  $\left(\frac{PR}{z}\right)^*$  erhält man ferner

$$t = \sqrt[3]{\frac{16,8 \cdot 2\pi}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (104)$$

Nimmt man für gewöhnliche Verhältnisse für die aus Gußeisen hergestellten Zahnräder der Windwerke

$$\left. \begin{array}{l} \psi = \frac{b}{t} = 2 \\ S = 2,5 \text{ kg/mm}^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (105)$$

so ergibt sich

$$\psi S = 5 \dots \dots \dots (106)$$

und man erhält hiermit aus den Gl. (102 und (103 die folgenden: \*\*)

$$t = 1,833 \sqrt{P} \dots \dots \dots (107)$$

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (108)$$

Die aus Gl. (107 und (108 sich ergebenden Theilungen können im allgemeinen nach einer beliebigen Scala abgerundet werden. Zweckmäßig ist es, dieselben nach ganzen Stützahlen abzurunden, wonach man

\*) Aus Gl. (100 folgt:

$$t = \frac{2\pi R}{z}$$

Verbindet man die Gl. mit jener (102 durch Multiplication, so erhält man

$$\psi \cdot t^3 = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \cdot \frac{2\pi R}{z}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{16,8 \cdot 2\pi}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

Für die tabellarische Ausrechnung hat man auch

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = P \cdot \left(\frac{t}{2\pi}\right)$$

\*\*) Hat man hiernach  $t$  und aus  $\psi = \frac{b}{t}$  auch  $b$  berechnet und will dann  $t$  oder  $b$  ändern, so hat man im Hinblick auf Gl. (101 für die gänderten Werte  $b_1 t_1 = b t$  zu nehmen.

stets eine ganze Zahl für den Durchmesser  $D$  erhält und kann man sich hierzu folgender Tabelle bedienen.

Tabelle für gusseiserne Zahnräder.

$$t = 1,833 \sqrt{P} = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}; \psi S = 5.$$

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	$t$	$P$	$\left(\frac{PR}{z}\right)$	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	$t$	$P$	$\left(\frac{PR}{z}\right)$
2	6,283	11,6	11,6	12	37,699	421	2526
3	9,425	26,3	39,5	14	43,982	575	4025
4	12,566	46,4	92,8	16	50,265	742	5936
5	15,708	73,2	183,0	18	56,549	947	8523
6	18,850	105,2	305,6	20	62,832	1171	11710
7	21,991	143,7	503,0	22	69,115	1422	15642
8	25,133	185,6	742,4	24	75,398	1684	20208
9	28,274	236,7	1065,2	26	81,681	1985	25805
10	31,416	292,8	1464,0	28	87,965	2300	32200
11	34,558	355,4	1954,7	30	94,248	2630	39450

Die Kurbel erhält folgende Dimensionen:

$a = 260 \text{ mm} =$  Kurbelhalbmesser,

$l = 220 \text{ mm} =$  Länge des Kurbelgriffes,

$d = 25 \text{ bis } 30 \text{ mm} =$  Durchmesser des eisernen Kurbelgriffes

und kann man die Kraft eines Mannes an der Kurbel mit  $27 \text{ kg}$  annehmen (vergl. Note zu S. 76). Der Durchmesser  $d'$  der Vorgelegewelle kann der Tabelle S. 18 entnommen werden.

1. Beispiel. Eine Schraubenwinde mit Kegeltreiberantrieb nach Fig. 1, Taf. IX, weist folgende Dimensionen auf:

$$d = 65 \text{ mm}; s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12,7 \text{ mm}; d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm};$$

$$r = \frac{1}{2} \left( d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm}; z_1 = 6; z_2 = 25; \left( \frac{t}{\pi} \right) = 12; t = 37,699 \text{ mm};$$

$$b = 70 \text{ mm}; R_1 = 36 \text{ mm}; R_2 = 150 \text{ mm}; r = 16,5 \text{ mm}; a = 260 \text{ mm}.$$

Es ist zu berechnen, welche Last  $Q$  mit derselben gehoben werden kann; und wie groß hierbei die Beanspruchung der Zahnräder wird, wenn an der Kurbel zwei Männer mit je  $27 \text{ kg}$  wirken.

Es ist das Steigungsverhältnis

$$\left( \frac{s}{2\pi r} \right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot \pi} = 0,068 \sim 0,07$$

und somit nach der Tabelle S. 77 der Wirkungsgrad (die Mutter wird gedreht) der Schraubenspinde und Mutter hinreichend genau

$$\eta_1 = 0,0236;$$

ferner ist das Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{25} = 0,24$$

und somit nach der Tabelle S. 81 der Wirkungsgrad der Zahnräder, zwischen  $i = 0,3$  und  $0,2$  für  $z_1 = 6$  geschätzt

$$\eta_2 = 0,935;$$

endlich ist das Hebelverhältnis

$$\left(\frac{R_1}{a}\right) = \frac{36}{269} = \frac{1}{7,22}$$

und das Zapfenverhältnis

$$\left(\frac{r}{R_1}\right) = \frac{16,5}{36} = 0,458$$

und somit nach der Tabelle S. 81 der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle zwischen

$$\frac{R_1}{a} = \frac{1}{6} \text{ und } \frac{1}{8} \text{ und } \left(\frac{r}{R_1}\right) = 0,5 \text{ und } 0,4$$

geschätzt, hinreichend genau

$$\eta_3 = 0,960.$$

Es ergibt sich hiermit der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,236 \cdot 0,935 \cdot 0,960 = 0,212.$$

Weil nun

$$K = 2 \cdot 27 = 54 \text{ kg}$$

so ergibt die Gl. (90) die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,212 \cdot 54 = 11,448 \sim 11,5 \text{ kg},$$

womit sich nach Gl. 97 die zu hebende maximale Last  $Q$  ergibt, nämlich

$$Q = \frac{2\pi \cdot a}{s} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot K_0 = \frac{2\pi \cdot 260 \cdot 25 \cdot 11,5}{12,7 \cdot 6} = 6165 \text{ kg} \sim 6000 \text{ kg}.$$

Für die Beanspruchung der Zahnräder gilt die Gl. (101), für welche der Zahn-  
druck  $P$  bestimmt ist durch die Momentengleichung

$$P R_1 = K \cdot a \text{ mit } P = \frac{K \cdot a}{R_1} = \frac{54 \cdot 260}{36} = 390 \text{ kg}.$$

Hiermit wird aus Gl. (101) die Beanspruchung

$$S = \frac{16,8 \cdot P}{b \cdot t} = \frac{16,8 \cdot 390}{70 \cdot 37,7} = 2,48 \sim 2,5 \text{ kg/mm}^2.$$

2. Beispiel. Es ist eine Schraubenwinde mit Kegeleträderantrieb nach Fig. 1, Taf. IX, zu konstruieren und sollen hiefür die Dimensionen der Schraubenspinde, Zahnräder und Vorgelegewelle bestimmt werden. Die maximale zu hebende Last soll 6000 kg betragen unter der Voraussetzung, daß an der Handfurbel zwei Männer mit je 27 kg wirken.

Nach Gl. (94) ergibt sich für

$$P = Q = 6000 \text{ kg}$$

der Kerndurchmesser der Schraubenspinde

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} = 0,67 \sqrt{6000} = 51,898 \sim 52 \text{ mm}$$

und folglich nach Gl. (93) die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{52}{4} = 13, \text{ mm}$$

welche nach dem englischen Zoll abgerundet ergibt

$$s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12,7 \text{ mm}$$

d. i. 2 Gänge auf 1 Zoll engl. oder 10 Gänge auf 127 mm. Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 52 + 12,7 = 64,7 \sim 65 \text{ mm}$$

und für diese Abrundung

$$d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2} \left( d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm}$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left( \frac{s}{2\pi r} \right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und nach der Tabelle S. 77 der Wirkungsgrad der Spindel und Mutter (die Mutter wird gedreht) hinreichend genau

$$\eta_1 = 0,236.$$

Wählt man nun den Kurbelhalbmesser  $a = 260 \text{ mm}$  und die Zahnzahl des aus Schmiedeeisen hergestellten und mit seiner Achse im ganzen geschmiedeten Getriebes  $z_1 = 6$ , so erhält man nach Gl. (108 die Zahntheilung

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

und wegen  $PR = Ka$  und  $K = 54$ ;  $z = 6$  auch

$$t = 2,763 \cdot \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 260}{6}} = 36,75$$

und nach der Tabelle S. 84 für die nächstliegende Stichzahl

$$\left( \frac{t}{\pi} \right) = 12; t = 37,699 \text{ mm.}$$

Man hätte übrigens auch für

$$\left( \frac{PR}{z} \right) = \frac{Ka}{z_1} = 2340$$

mit Hilfe dieser Tabelle unmittelbar den nächstliegenden Wert

$$t = 37,699 \text{ mm}; \left( \frac{t}{\pi} \right) = 12$$

entnehmen können.

Hiernach ergibt sich der Halbmesser des Getriebes

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left( \frac{t}{\pi} \right) = 3 \cdot 12 = 36 \text{ mm}$$

Um nun den Zapfenhalbmesser  $r$  zu finden, muß der Wellendurchmesser  $d'$  der Vorgelegewelle berechnet werden und dieser ergibt sich aus der Gl. (13 mit

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'} \cdot P \cdot R}$$

und wenn man setzt

$$S' = 2 \text{ kg/mm}^2; PR = Ka = 54 \cdot 260 = 14040$$

so ergibt sich nach der hiefür berechneten Tabelle S. 18 nach Kalibermaß abgerundet  $d' = 33 \text{ mm}$  und mithin

$$r = \frac{d'}{2} = 16,5 \text{ mm.}$$

Nun kann der Wirkungsgrad  $\eta_3$  der Vorgelegewelle mit Hilfe der Tabelle S. 81 hinreichend genau geschätzt werden.

Es ist hiefür

$$\frac{R_1}{a} = \frac{36}{260} = \frac{1}{7,22} \text{ und } \frac{r}{R_1} = \frac{16,5}{36} = 0,458$$

und somit der Wert von  $\eta_3$  zwischen 0,953 und 0,964 hinreichend genau geschätzt  $\eta_3 = 0,960$ .

Es erübrigt nun noch die Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses

$$i = \frac{z_1}{z_2}$$

und hierzu dienen die Gleichungen (90 und (97, welche verbunden ergeben

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q.$$

Um aber diese Gl. benutzen zu können, muß vorher  $\eta$  bekannt sein. Nach Gl. (95  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$  fehlt aber hiefür noch  $\eta_2$ , d. i. der Wirkungsgrad der Zahnräder. Man wird nun zuerst für letzteren mit  $z_1 = 6$  aus der Tabelle S. 81 schätzungsweise einen Wert annehmen, z. B.  $\eta_2 = 0,933$  und erhält hiermit annähernd

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,236 \cdot 0,933 \cdot 0,960 = 0,211$$

und nun ergibt sich, weil  $z_1 = 6$  schon gewählt ist, aus vorstehender Gleichung

$$z_2 = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2\pi a} \cdot z_1 \cdot \frac{Q}{K} = \frac{12,7 \cdot 6 \cdot 6000}{0,211 \cdot 2 \cdot 260 \cdot \pi \cdot 54} = 24,55 \sim 25.$$

Demnach wird

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{25} = 0,24$$

und dem entsprechend nach Tabelle S. 81 wird sich  $\eta_2$  zwischen 0,933 und 0,938 ergeben annähernd  $\eta_2 = 0,935$ , womit  $z_2 = 25$  ohne weiteres beibehalten werden kann.

Es wird nun der Halbmesser

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \left( \frac{t}{\pi} \right) = \frac{25}{2} \cdot 12 = 150 \text{ mm}$$

und die Zahnbreite  $b = 2t$  und weil  $t = 37,699$  nach oben abgerundet wurde, so kann  $b$  nach unten abgerundet werden, also

$$b = 2t = 2 \cdot 36,75 = 73,50 \sim 70 \text{ mm.}$$

Nimmt man den äußeren Durchmesser der Mutterhülse im Lager nach Gl. (85 mit  $100 \text{ mm}$  an, so wird der innere Durchmesser  $d_i$  der Spurlagerfläche ebenso groß und der äußere Durchmesser  $d_a$  ergibt sich, wenn  $p = 1 \text{ kg/mm}^2$  den Abnutzungsdruck bezeichnet, aus der Gleichung

$$(d_a^2 - d_i^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p = Q$$

$$\left( d_a^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) = \frac{Q}{p} + \left( d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) = \frac{6000}{1} + \left( 100^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) = 6000 + 7854 = 13854$$

$$d_a = 133 \sim 135 \text{ mm.}$$

Bei der Schraubenwinde mit Schneckenantrieb ist der Rechnungsgang genau derselbe wie im vorhergehenden Falle, nur kommt hier statt der Regelräderübersezung die Schneckenradübersezung und für  $\eta_2$  der Wirkungsgrad des Schneckenrades mit der Schnecke in Rechnung;  $\eta_3$  aber ist hier schon in  $\eta_2$  eingeschlossen.

Der Wirkungsgrad der Schnecke ist nun übereinstimmend mit jenem der durch selbe gebildeten Schraubenspindel und somit der Tabelle S. 71 (die Spindel wird gedreht) zu entnehmen.

Für die Schneckenradübersezung ergibt sich, wenn noch  $z_2$  die Zähnezahzahl des Schneckenrades bei einfacher Schnecke bezeichnet, die theoretische Kraft  $K_0$  aus der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2\pi a = Q \cdot s \cdot \frac{1}{z_2} \quad \dots \quad (109)$$

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{1}{z_2} \cdot Q \quad \dots \quad (110)$$

Bezüglich der Dimensionierung der Bestandtheile dieser Winde ist noch zu bemerken, daß die Zahntheilung  $t$  des Schneckenrades, welche nach dem englischen Zoll abzurunden ist, als Steigerung der Schnecke, und der zugehörige Zahndruck  $P_2$  durch die Arbeitsgleichung unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände der Schnecke, entsprechend ihrem Wirkungsgrade  $\eta_2$ , verbunden sind:

$$\eta_2 \cdot K \cdot 2\pi a = P_2 \cdot t \quad \dots \quad (111)$$

woraus folgt

$$P_2 \cdot \left(\frac{t}{2\pi}\right) = \eta_2 \cdot K \cdot a \quad \dots \quad (112)$$

Hierbei ist gewöhnlich  $a = 200 \text{ mm}$  und im Maximum  $K = 27 \text{ kg}$  für einen Mann.

Das Verhältnis zwischen dem Theilkreishalbmesser der Schnecke  $R_1$  und der Theilung  $t$  kann man frei wählen und setzt erfahrungsgemäß das Steigungsverhältnis (Zahnschräge des Schneckenrades)

$$\frac{t}{2\pi R_1} = \frac{1}{7} \text{ bis } \frac{1}{10} \quad \dots \quad (113)$$

im Mittel

$$\frac{t}{2\pi R_1} = \frac{1}{8} = 0,125 \quad \dots \quad (114)$$

woraus im Mittel der Theilkreishalbmesser der Schnecke

$$R_1 = 4 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \quad \dots \quad (115)$$

während der Teilkreisradius  $R_2$  des Schneckenrades bestimmt ist durch die Gl.

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left( \frac{t}{\pi} \right) \dots \dots \dots (116)$$

Durch Substitution von  $\left( \frac{t}{2\pi} \right)$  aus Gl. (116) in Gl. (112) erhält man unmittelbar

$$\left( \frac{P_2 R_2}{z_2} \right) = \eta_2 \cdot K \cdot a \dots \dots \dots (117)$$

womit für  $\left( \frac{PR}{z} \right) = \left( \frac{P_2 R_2}{z_2} \right)$  nach Gl. (108) oder nach der zugehörigen Tabelle S. 84 auch die Teilung  $t$  und Zahnbreite  $b$  bestimmt ist.

1. Beispiel. Eine Schraubenwinde mit Schneckenantrieb nach Fig. 5 bis 8, Taf. IX, weist folgende Dimensionen auf:

$$d = 65 \text{ mm}; s = 12,7 \text{ mm}; r = 29,325 \text{ mm}; \frac{s}{2r\pi} = 0,068 \sim 0,07;$$

$$z_2 = 20; \frac{t}{2R_1\pi} = \frac{1}{8} = 0,125.$$

Mit welcher Kraft muß man an der Kurbel vom Halbmesser  $a = 200 \text{ mm}$  wirken, um mittels dieser Winde die Last  $Q = 6000 \text{ kg}$  zu heben?

Es ist nach Gl. (110) die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{1}{z_2} \cdot Q = \frac{12,7}{2 \cdot 3,142 \cdot 200} \cdot \frac{1}{20} \cdot 6000 = 3,03 \text{ kg}$$

ferner nach Gl. (90)

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0$$

wobei für

$$\frac{s}{2\pi a} = 0,07$$

nach der Tabelle S. 77 (die Mutter wird gedreht) der Wirkungsgrad der Schraubenspinde  $\eta_1 = 0,236$  und nach derselben Tabelle für

$$\frac{t}{2R_1\pi} = 0,125$$

als Steigungsverhältnis (die Spindel wird gedreht) der Wirkungsgrad der Schnecke  $\eta_2 = 0,463$ , demnach der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,236 \cdot 0,463 = 0,1093$$

und somit die wirkliche Kraft an der Kurbel

$$K = \frac{1}{0,1093} \cdot 3,03 = 27,7 \text{ kg.}$$

2. Beispiel. Für eine Schraubenwinde mit Schneckenantrieb sind bereits berechnet

$$d = 65 \text{ mm}; s = 12,7 \text{ mm}; r = 29,325 \text{ mm}; \frac{s}{2r\pi} = 0,068 \sim 0,07.$$

Es sind die Dimensionen der Schnecke und des Schneckenrades so zu bestimmen, daß ein Mann, bei der maximalen Kraftleistung von 27 kg am Halbmesser der Kurbel  $a = 200 \text{ mm}$  die Last von 6000 kg heben kann.

Nimmt man für die Schnecke nach Gl. (114

$$\frac{t}{2\pi R_1} = \frac{1}{8} = 0,125$$

so ist der Wirkungsgrad derselben nach der Tabelle S. 77 (die Spindel wird gedreht)  $\eta_2 = 0,463$  und für

$$\frac{s}{2\pi r} = 0,07$$

ist der Wirkungsgrad der Schraubenspindel nach derselben Tabelle (die Mutter wird gedreht)  $\eta_1 = 0,236$ , mithin der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,236 \cdot 0,463 = 0,1093.$$

Die Gl. (90) ergibt nun für  $K = 27 \text{ kg}$  die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,1093 \cdot 27 = 2,95 \text{ kg}.$$

Nun ergibt sich aus Gl. (110) die Zähnezahzahl des Schneckenrades

$$z_2 = \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{Q}{K_0} = \frac{12,7}{2 \cdot 200 \cdot 3,142} \cdot \frac{6000}{2,95} = 20,5 \sim 20$$

und die Gl. (117) das Verhältnis

$$\left( \frac{P_2 R_2}{z_2} \right) = \eta_2 \cdot K \cdot a = 0,463 \cdot 27 \cdot 200 = 2354,4.$$

Hiermit ergibt endlich Gl. (108) die Drehung

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{P R}{z}} = 2,763 \sqrt[3]{2354,4} = 36,75$$

deren Abrundung mit Rücksicht auf die Herstellung der Schnecke nach dem englischen Zoll erfolgt, wofür die Tabelle Note S. 20,  $t = 17/16$  Zoll engl. = 36,5 mm als zunächst gelegenen Wert ergibt.

Die Anzahl der Gewindgänge  $n_2$  auf einen Zoll englisch ist hiefür

$$n_2 = \frac{1}{t} = \frac{16}{23} \cdot *)$$

Die Schraubenwinden erfordern wegen ihres geringen Wirkungsgrades viel größere Übersetzungsverhältnisse als die folgenden Zahnstangenwinden und bewirken deshalb das Heben der Last langsamer als letztere; sie sind jedoch der großen Sicherheit wegen, die sie gegen das Zurückweichen unter der Last bieten, in vielen Fällen den Zahnstangenwinden vorgezogen.

\*) Hierbei beachte man das, wie nachstehend bei der Herstellung der Spindeln über das Auffuchen der zum Gewindschneiden erforderlichen Wechselräder angegeben, in deren Zähnezahzahl jedenfalls die Factoren des Nenners von  $n_2$  enthalten sein müssen; da im vorliegenden Falle dieser Nenner eine Primzahl, so muß diese selbst in den Zähnezahzahlen vorkommen, es gehört also hierzu ein Wechselrad mit 23, 46, 69, 92, 115 Zähnen, wovon letzteres wohl gewöhnlich im Räderfuge enthalten ist.

Angenähert kann man für gewöhnliche Verhältnisse durchschnittlich den Wirkungsgrad der Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersehung

$$\eta = 0,75 \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,33 \dots \dots \dots (118)$$

und jenen der Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersehung

$$\eta = 0,68 \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,47 \dots \dots \dots 119$$

annehmen.\*)

Die theoretische Kraft  $K_0$  an der Kurbel ergibt sich, wenn nach dem Räderschema Fig. 15 und 16, Taf. IX,  $r$  den Theilkreishalbmesser des Zahnstangengetriebes,  $z$  dessen Zähnezahl,  $R_1 R_2$  die Halbmesser  $z_1 z_2$  die Zähnezahlen der ersten Räderübersehung und  $R_3 R_4$  die Halbmesser,  $z_3 z_4$  die Zähnezahlen der zweiten Räderübersehung bezeichnen, und der Kurbelhalbmesser  $a$  ist, für die Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersehung

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \dots \dots \dots (120^{**})$$

\*) Der Wirkungsgrad  $\eta$  der Zahnstangenwinde setzt sich zusammen aus jenem der Zahnstangenbewegung  $\eta_1$ , der Zahnstange mit dem Getriebe  $\eta_2$ , der Zahnräder  $\eta_3$  und der Vorgelegewelle  $\eta_4$  bei einfacher Übersehung. Bei doppelter Räderübersehung wiederholt sich  $\eta_3$  und  $\eta_4$ , ( $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$ ). Diese Wirkungsgrade sind mit Ausnahme von  $\eta_1$  aus den Tabellen S. 81 zu entnehmen oder nach den betreffenden Formeln leicht zu berechnen;  $\eta_1$  aber ergibt sich aus der Formel (nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 20):

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + 2\varphi \left( \frac{e}{l - \varphi c} \right)}$$

worin  $e$  = horizontaler Abstand der Lastauflage auf der Praxe vom Zahnstangentheilrifs,  
 $l$  = verticaler Abstand der beiden gegenseitigen Rückenstützen der Zahnstange,  
 $c$  = horizontaler Abstand der letzteren,  
 $\varphi = 0,15$  = Reibungscoefficient.

\*\*) Bezeichnet nach Fig. 15, Taf. IX,  $P_1$  den Zahndruck am Theilkreishalbmesser  $R_1$  beziehungsweise  $R_2$ , so ergibt sich die Gleichstellung der Drehungsmomente

$$K_0 \cdot a = P_1 \cdot R_1$$

$$P_1 \cdot R_2 = Q \cdot r$$

woraus durch Multiplication beider Gleichungen

$$K_0 \cdot a \cdot P_1 \cdot R_2 = P_1 \cdot R_1 \cdot Q \cdot r$$

und für die Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersezung

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \dots \dots \dots (121^*)$$

Durch Verbindung dieser Gleichungen mit der Gl. (90 und Substitution der Werte für  $\eta$  aus (118 und (119 erhält man die wirklich erforderliche Kraft  $K$  an der Kurbel für die Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersezung

$$K = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \dots \dots \dots (122)$$

und für die Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersezung

$$K = 1,47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1,47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \dots \dots \dots (123)$$

Für die Dimensionierung der Zahnräder und der Zahnstange, welche Theile des geringeren Gewichtes wegen bei den Wagenwinden aus  
und hieraus ergibt sich

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q.$$

Nun ist auch für die Theilung  $t$  der beiden Zahnräder

$$2\pi R_1 = z_1 t$$

$$2\pi R_2 = z_2 t$$

woraus durch Division beider Gleichungen

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

und durch Substitution in die Gl. für  $K_0$  ergibt sich endlich obige Gl. (120)

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q.$$

\*) Bezeichnet nach Fig. 16, Taf. IX,  $P_1$  den Zahndruck im Theilkreise von  $R_1$  und  $R_2$ ;  $P_3$  den Zahndruck im Theilkreise von  $R_3$  und  $R_4$ , so ergibt die Gleichstellung der Drehungsmomente

$$K_0 \cdot a = P_1 \cdot R_1$$

$$P_1 \cdot R_2 = P_3 \cdot R_3$$

$$P_3 \cdot R_4 = Q \cdot r$$

woraus durch Multiplication aller drei Gleichungen

$$K_0 \cdot a \cdot P_1 \cdot R_2 \cdot P_3 \cdot R_4 = P_1 \cdot R_1 \cdot P_3 \cdot R_3 \cdot Q \cdot r$$

und hieraus ergibt sich

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q$$

und weil wie bei der einfachen Räderübersezung

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{und} \quad \frac{R_3}{R_4} = \frac{z_3}{z_4}$$

fo folgt sofort obige Gl. (121).

Schmiedeeisen hergestellt werden, gelten wieder mit den zugehörigen Voraussetzungen die Gl. (101 bis (103.

Man wendet hierbei wegen der minder genauen Lagerung kleine Zahnbreite an und geht mit der Beanspruchung  $S$  sehr hoch, macht deshalb für Schmiedeeisen\*)

$$\psi = \frac{b}{t} = 1 \text{ bis } 1,2$$

$$S = 8 \text{ bis } 10 \text{ kg/mm}^2$$

für die mittleren Werte

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 1,1 \\ S &= 9 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (124)$$

ergibt die Gl. (103

$$t = 1,31 \sqrt{P} \dots \dots \dots (125^{**})$$

und für die Zähnezahl  $z$  und den Theilkreis halbmesser  $R$  auch aus Gl. (104

$$t = 2,21 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (126)$$

Um möglichst kleine Dimensionen zu erhalten, nimmt man gewöhnlich

$$z_1 = z_3 = z = 3 \text{ bis } 5$$

$$z_2 = 16 \text{ bis } 18$$

$$z_4 = 18 \text{ bis } 22$$

$$a = 200 \text{ mm}$$

$$K = 6 \text{ bis } 8 \text{ kg}$$

und versieht die Getriebe zur Verstärkung mit Seitenscheiben.

\*) Für die gußeiserne Zahnstange des gewöhnlichen Schüttenaufzuges bei Wasserrädern und Turbinen kann man nehmen

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/mm}^2.$$

Hiermit wird

$$\psi S = 5$$

und demnach sind die Gleichungen (197 und (108 sowie die zugehörige Tabelle S. 84 unmittelbar zu deren Dimensionierung anwendbar.

Das Zahnstangengetriebe erhält hierbei 11 bis 15 (gewöhnlich 13) Zähne.

\*\*) Der Vergleich der Gl. (125 mit jener (107 ergibt, daß man die Werte der Theilungen der Tabelle S. 84 mit

$$\frac{1,31}{1,833} = 0,715$$

zu multiplizieren hat, um für denselben Zahndruck  $P$  die Theilung  $t$  für schmiedeeiserne Windenräder zu erhalten.

1. Beispiel. Es liegt eine Fragenwinde mit doppelter Räderüberetzung vor an welcher folgende Dimensionen abgenommen wurden:

$$\text{Theilung der Zahnstange } t = 43,982 \text{ mm}; \left(\frac{t}{\pi}\right) = 14; b = 45; z = 4;$$

$$r = 28 \text{ mm}; z_1 = 4; z_2 = 18; z_3 = 4; z_4 = 22; a = 200 \text{ mm}.$$

Es ist zu berechnen, mit welcher Kraft man mittelst derselben die Last  $Q = 1000 \text{ kg}$  heben kann und welche Beanspruchung hierbei die Zahnstange erfährt.

Es ist nach Gl. (123 die an der Kurbel wirklich erforderliche Kraft

$$K = 1,47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1,47 \cdot \frac{28}{200} \cdot \frac{4}{18} \cdot \frac{4}{22} \cdot 1000 = 8,3 \text{ kg}$$

und aus Gl. (101 erhält man für die Beanspruchung der Zahnstange wegen

$$P = Q = 1000 \text{ kg}$$

$$S = \frac{16,8 \cdot P}{b \cdot t} = \frac{16,8 \cdot 1000}{45 \cdot 44} = 8,5 \text{ kg/mm}^2.$$

2. Beispiel. Es ist die Zahntheilung und Breite für die Räder  $z_1$  und  $z_2$  der im vorstehenden Beispiele angeführten Winde zu bestimmen.

Man hat für das Moment

$$PR = K \cdot a = 8 \cdot 200 = 1600$$

und die Zähnezahl

$$z = z_1 = 4$$

das Verhältnis

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{1600}{4} = 400$$

und hiesfür nach Gl. (126

$$t = 2,21 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 2,21 \cdot \sqrt[3]{400} = 2,21 \cdot 7,37 = 16,28$$

oder durch Multiplication des Tabellenwertes mit 0,715 und Abrundung für eine ganze Stichzahl nach der Tabelle S. 84 abgerundet

$$t = 18,85$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 6.$$

Nun wird die Zahnbreite

$$b = 1,1 t = 1,1 \cdot 16,28 = 18 \text{ mm}$$

und weiter ergeben sich die Theilkreis halbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 2 \cdot 6 = 12 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 9 \cdot 6 = 54 \text{ mm}.$$

3. Beispiel. Wie groß ist die erforderliche Räderüberetzung für eine einfache Fragenwinde, wenn hiermit die Last  $Q = 250 \text{ kg}$ , bei einer Kraftäußerung von  $6 \text{ kg}$  an der Kurbel, gehoben werden soll?

Es ist nach Gl. (122

$$K = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q$$

und hieraus

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{Q}{K}$$

zu deren Auflösung nun noch  $r$  bekannt sein muß. Es ist sonach noch die Zähnezahl des Zahnstangengetriebes  $z$  und dessen Theilung zu bestimmen.

Nach Gl. (125) ergibt sich die Theilung der Zahnstange für  $P = Q = 250 \text{ kg}$  mit

$$t = 1,31 \cdot \sqrt{250} = 1,31 \cdot 15,8 = 20,698$$

und für eine ganze Stückzahl nach der Tabelle S. 84

$$t = 21,991$$

$$\frac{t}{\pi} = 7.$$

Wählt man nun die Zähnezahl des Zahnstangengetriebes  $z = 4$ , so wird dessen Radius

$$r = \frac{1}{2} \cdot z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 7 = 14 \text{ mm}$$

und nun erhält man nach vorgenannter Gleichung

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,33 \cdot \frac{14}{200} \cdot \frac{250}{6} = 3,88 \sim 4.$$

Nimmt man also  $z_1 = 4$ , so erhält man

$$z_2 = 4 \cdot 4 = 16$$

Bei den Trommelwinden kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen den Wirkungsgrad\*) durchschnittlich setzen,

\*) Bezeichnet  $\rho$  den Halbmesser der Trommel bis zum Seil oder Kettenmittel;  $R$  den Theilfreis halbmesser des auf der Trommelwelle aufgetheilten Zahnrades;  $\left(\frac{r}{\rho}\right)$  das Verhältnis des Zapfenhalbmessers zum Trommelhalbmesser;  $\varphi = 0,08$  den Reibungscoefficient;  $\sigma$  die Werte Note S. 44 mit  $\rho$  statt  $r$ , so ist (nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 78) der Wirkungsgrad der Windentrommel

$$\eta = \frac{1 - \varphi \cdot \frac{r}{R}}{1 + \sigma + \varphi \cdot \frac{r}{\rho}}$$

und für  $\frac{r}{\rho} = 0,2$ ;  $\frac{\rho}{R} = 0,25$  ergibt sich hierfür folgende Tabelle:

Seilstärke $\delta =$	10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm	Kette
$\eta =$	0,959	0,939	0,920	0,901	0,883	0,972

Für die genaue Bestimmung des Wirkungsgrades  $\eta$  der ganzen Winde hat man bei Benützung der Tabellen oder zugehörigen Formeln die Wirkungsgrade für die Zahnräder und die Vorgelegewelle (Tabellen S. 81) und für die Trommel zu bestimmen und deren Product zu bilden.

wenn einfache Räderübersezung vorhanden:

$$\eta = 0,90, \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,10 \dots \dots \dots (127)$$

wenn doppelte Räderübersezung vorhanden:

$$\eta = 0,83, \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,20 \dots \dots \dots (128)$$

Bezeichnet man den Halbmesser der Windentrommel bis Seil- oder Kettenmittel mit  $q$ , die Zähnezahlen von der Kurbelwelle weg der Reihe nach mit  $z_1 z_2 z_3 z_4$  und die zugehörigen Theilkreishalbmesser mit  $R_1 R_2 R_3 R_4$ , endlich den Kurbelhalbmesser mit  $a$ , so ist die zum Heben der Last  $Q$  erforderliche theoretische Kraft  $K_0$  an der Kurbel

für die Trommelwinde mit einfacher Räderübersezung

$$K_0 = \frac{q}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = \frac{q}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \dots \dots \dots (129)$$

und für die Trommelwinde mit doppelter Räderübersezung

$$K_0 = \frac{q}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = \frac{q}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \dots \dots \dots (130)$$

und demnach aus Gl. (90 mit Rücksicht auf (127 und (128 die wirklich erforderliche Kraft  $K$  an der Kurbel,

für die Trommelwinde mit einfacher Räderübersezung

$$K = 1,1 \cdot \frac{q}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1,1 \cdot \frac{q}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \dots \dots \dots (131)$$

und für die Trommelwinde mit doppelter Räderübersezung

$$K = 1,2 \cdot \frac{q}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1,2 \cdot \frac{q}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \dots (132)$$

Für die Dimensionierung des Hanffeiles gilt wieder die Gl. (51 S. 45 oder die zugehörige Tabelle S. 46; für die Dimensionierung der Ketten die Gl. (55 S. 46 oder die zugehörige Tabelle S. 47.

Den Trommelhalbmesser nehme man, wenn wieder  $\delta$  den Durchmesser des Hanffeiles, beziehungsweise des Ketteneisens bezeichnet, für Hanffeile

$$q = 3,5 \delta \text{ bis } 4 \delta \dots \dots \dots (133)$$

für Ketten

$$q = 10 \delta \text{ bis } 12 \delta \dots \dots \dots (134)$$

Die Trommellänge wird nach der Aufwindelänge berechnet oder, wenn keine bestimmte Aufwindelänge vorgeschrieben ist, gleich dem 3- bis 3,5fachen Trommeldurchmesser angenommen.

Für die Dimensionierung der gußeisernen Zahnräder gilt wieder die Gl. (101, worin man praktischen Ausführungen entsprechend setzen kann

$$\psi = \frac{b}{t} = 2 \text{ bis } 2,5$$

$$S = 3 \text{ bis } 2 \text{ kg/mm}^2$$

wobei die Beanspruchung  $S$  bei dem an der Handfurbelwelle aufgekeilten Rade am kleinsten genommen werden soll und Räder von mehr als 80 Zähnen mit  $\psi = 2,5$  und  $S = 2 \text{ kg/mm}^2$  ausgeführt werden können.

Setzt man für Räder unter 80 Zähnen

$$\left. \begin{array}{l} \psi = \frac{b}{t} = 2 \\ S = 2,5 \text{ kg/mm}^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (135)$$

und für Räder mit mehr als 80 Zähnen

$$\left. \begin{array}{l} \psi = \frac{b}{t} = 2,5 \\ S = 2 \text{ kg/mm}^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (136)$$

so wird in beiden Fällen übereinstimmend mit Gl. (106

$$\psi \cdot S = 5 \dots \dots \dots (137)$$

und man erhält die Theilung nach den Formeln (107 und (108 S. 83 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 84. Die Getriebe erhalten Seitenscheiben zur Verstärkung, wo es thunlich ist, und macht man unter gewöhnlichen Verhältnissen bei den Bauwinden  $t$  nicht gern kleiner als 25 mm.

Hierbei sind folgende Zähnezahlen und Übersetzungsverhältnisse gebräuchlich, und zwar für einfache Räderübersetzung

$$z_1 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_2 = 65 \text{ bis } 95$$

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{8}$$

für doppelte Räderübersetzung

$$z_1 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_2 = 32 \text{ bis } 70$$

$$z_3 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_4 = 65 \text{ bis } 85$$

und für das erste Vorgelege von der Handfurbel ausgehend

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2} \text{ bis } \frac{1}{5,5}$$

für das zweite Vorgelege

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{7}$$

Für die Bestimmung der Wellendurchmesser  $d'$  gilt die Gl. (13 S. 16, worin man, ohne weitere Berücksichtigung der Biegung, setzen kann: für die Vorgelegewellen

$$S' = 2 \text{ kg/mm}^2$$

für die Trommelwelle

$$S' = 3 \text{ bis } 4 \text{ kg/mm}^2$$

und kann man sich sonach unter Berücksichtigung der zugehörigen Voraussetzungen zur Bestimmung des Wellendurchmessers wieder der Tabelle S. 18 bedienen, welche die Wellendurchmesser für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  direct entnehmen läßt.

Die Radarme werden bei den Winden gewöhnlich mit Rippenquerschnitt ausgeführt, und erhält die in der Radebene liegende Hauptrippe eine Verjüngung gegen den Radkranz zu, wie in Fig. 12 und 13, Taf. XII, skizzirt, und kann man nehmen

$$h_1 = 0,75 h \text{ bis } 0,8 h \dots \dots \dots (138)$$

letzteres bei Rädern mit kurzen Armen, wenn  $h_1$  die Armhöhe am Radkranz,  $h$  die Armhöhe des bis zum Achsenmittel verlängert gedachten Armes im Achsenmittel bezeichnet.

Die Rippendicke  $\delta$  kann man nehmen

$$\delta = \frac{1}{5} h \dots \dots \dots (139)$$

Bezeichnet noch:

$A$  die Anzahl der Arme,

$d'$  den auf Torsion berechneten Wellendurchmesser für

$$S' = 2 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (140)$$

$S = \frac{5}{\psi}$  die Beanspruchung der Zähne nach Gl. (106, so erhält man,

wenn bloß die Hauptrippe auf Biegung in Rechnung kommt, aus der Gl.

$$PR = \frac{1}{6} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \dots \dots \dots (141)$$

$$h = 1,817 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} \dots \dots \dots (142)$$

und durch Verbindung dieser Gl. (142 mit jener (15

$$\frac{h}{d'} = 1,33 \cdot \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} \dots \dots \dots (143)$$

endlich durch Verbindung der Gl. (142 mit jener (108

$$\frac{h}{t} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} \dots \dots \dots (144$$

Für den bei Windenrädern wohl nur selten angewendeten ovalen (elliptischen) Armquerschnitt, erhält man mit den gleichen Bezeichnungen

$$\delta = \frac{1}{2} h \dots \dots \dots (145$$

$$PR = \frac{\pi}{32} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \dots \dots \dots (146$$

und hieraus die Armhöhe im Achsenmittel

$$h = 1,597 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} \dots \dots \dots (147$$

und mit Gl. (15 und (108 auch

$$\frac{h}{d'} = 1,169 \cdot \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} \dots \dots \dots (148$$

$$\frac{h}{t} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} \dots \dots \dots (149$$

Die Anzahl der Arme nehme man gleich 4, 6, 5 oder 8, wozu man als Anhalt nehmen kann

$$A = \frac{R}{d'} \dots \dots \dots (150$$

wobei  $d'$  auf Torsion für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  nach Gl. (15 berechnet ist.

Für die an den beiden Kurbeln vom Halbmesser  $a$  einer Bauwinde, zusammen genommen wirkende Kraft  $K$  können zweierlei Annahmen gemacht werden. Wird  $K$  größer angenommen, so fällt die Räderübersetzung kleiner aus und die Zahnräder werden stärker, und umgekehrt. Man kann sonach praktischen Ausführungen entsprechend setzen: für leichte Winden

$$\left. \begin{array}{l} K = 20 \text{ kg} \\ a = 360 \text{ bis } 400 \text{ mm} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (151$$

für schwere Winden

$$\left. \begin{array}{l} K = 32 \text{ kg} \\ a = 450 \text{ bis } 500 \text{ mm} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (152$$

Hierbei wirkt ein Mann an der Kurbel mit 10 bis 16 kg. Man findet jedoch auch zwischenliegende Werte angewendet und  $K$  bis 64 kg

bei besonders schweren Winden, in welchem Falle 4 Mann mit je 16 kg an den beiden Kurbeln (2 Mann an jeder) wirkend vorausgesetzt sind.

Bei den Wandaufzugmaschinen Taf. XIV und XV ist nur eine Kurbel vorhanden und mithin  $K = 10 \text{ kg}$  in Gl. (151) und  $K = 16 \text{ kg}$  in Gl. (152) zu setzen.

Die Länge  $l$  des Kurbelgriffes nehme man:  
für einen Mann an der Kurbel

$$l = 250 \text{ bis } 300 \text{ mm}$$

für zwei Männer an der Kurbel

$$l = 400 \text{ bis } 450 \text{ mm}$$

und den Durchmesser  $d$  des hölzernen oder eisernen am Kurbelstift drehbaren Kurbelgriffes

$$d = 40 \text{ bis } 45 \text{ mm.}$$

Die beiden Kurbeln der Bauwinden werden am zweckmäßigsten unter  $120^\circ$  gegen einander gestellt.

Die Fußhöhe  $h$  der Bauwinden kann man nehmen, bis zum Trommelmittel, für einfache Winden

$$h = 350 \text{ bis } 400 \text{ mm}$$

für Winden mit doppelter Räderübersetzung

$$h = 400 \text{ bis } 500 \text{ mm.}$$

Die Aufstellung der Trommelwinden erfolge so, dass die Höhe  $H$  der Kurbelwelle über dem Fußboden betrage

$$H = 900 \text{ bis } 1100 \text{ mm.}$$

Die Ständerdimensionen ergeben sich nach der Disposition der Wellen und Verbindungsstangen dem Gefühle nach in der Zeichnung selbst, und die Querverbindungen erhalten 20 bis 26 mm Durchmesser bei einfachen und 25 bis 36 mm bei doppelten Winden.

In Hinsicht der Größe der zu hebenden Last  $Q$  kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen einfache Räderübersetzung anwenden für

$$Q = 400 \text{ bis } 1000 \text{ kg}$$

und doppelte Räderübersetzung für

$$Q = 750 \text{ bis } 3000 \text{ kg}$$

directe Last am Trommelhalbmesser  $\rho$ .

1. Beispiel. Es liegt eine Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung nach Fig. 1 bis 3, Taf. XII vor, welche folgende Dimensionen anzeigt:

Trommelhalbmesser bis Seilmittel geschätzt  $\rho = 80 \text{ mm}$

Übersetzungsverhältnis  $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5}$

Kurbelhalbmesser  $a = 360 \text{ mm.}$

Wie groß ist der Durchmesser  $d$  des zu verwendenden Hanfseiles zu nehmen, welche Last  $Q$  kann hiermit direct gehoben werden, und mit welcher Kraft  $K$  muß hierbei an den Kurbeln gewirkt werden?

Wählt man nach Gl. (133) den Trommelhalbmesser im Verhältnisse zum Seildurchmesser

$$e = 3,5 d$$

so ergibt sich hieraus durch Umkehrung der Seildurchmesser

$$d = \frac{1}{3,5} \cdot e = \frac{1}{3,5} \cdot 80 = 23,1 \sim 23 \text{ mm}$$

und diesem entspricht nach der Tabelle S. 45 die Last

$$Q = 415 \text{ kg} \sim 400 \text{ kg}$$

und hiermit ergibt die Gl. (131)

$$K = 1,1 \cdot \frac{e}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1,1 \cdot \frac{80}{360} \cdot \frac{1}{5} \cdot 400 = 19,6 \sim 20 \text{ kg}$$

also muß an jeder Kurbel ein Mann mit 10 kg wirken (leichte Winde).

2. Beispiel. Es sind die Zahnräder und Wellen für die im vorstehenden Beispiele behandelte Winde zu dimensionieren.

Wählt man die Zähnezahzahl des Getriebes

$$z_1 = 13$$

so ergibt sich jene des Stirnrades wegen

$$i = \frac{z_1}{z_2} = 5$$

$$z_2 = 5 \cdot z_1 = 5 \cdot 13 = 65.$$

Bezeichnet man mit  $P_1$  den Zahndruck am Halbmesser  $R_1$  des Getriebes so wird das Moment

$$P_1 \cdot R_1 = K \cdot a = 20,360 = 7200$$

und mithin der Quotient

$$\frac{I_1 R_1}{z_1} = \frac{7200}{13} = 554$$

und bei Benützung der Tabelle S. 84 für

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

entsprechend dem nächstliegenden Werte von

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = 554$$

die Stichzahl und Zahntheilung nach oben abgerundet, weil man wegen Zufälligkeiten bei solchen Winden  $t$  nicht gerne unter 25 mm nimmt

$$\frac{t}{\pi} = 8$$

$$t = 25,133 \text{ mm}$$

und somit werden die Theilfreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 8 = 52 \text{ mm}$$

und

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \left( \frac{t}{\pi} \right) = \frac{65}{2} \cdot 8 = 260 \text{ mm}$$

und

$$b = 2 t = 2 \cdot 22 = 44 \sim 45 \text{ mm.}$$

Nach Gl. (15) S. 16 erhält man für den Durchmesser der Vorgelegewelle für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  (wobei eventuell der berechnete Durchmesser mit Rücksicht auf bedeutende Biegemomente noch etwas größer genommen werden muß):

$$d' = 1,366 \sqrt[3]{PR} = 1,366 \sqrt[3]{7200} = 1,366 \cdot 19,3 = 26,36 \sim 26 \text{ mm}$$

nach Kalibermaß abgerundet oder auch für  $PR = 7200$  direct der Tabelle S. 18 entnommen, dann den Durchmesser der Trommelwelle für das Moment

$$PR = Q \rho = 400 \cdot 80 = 32000$$

wenn man sich der Tabelle S. 18 bedient und hier  $S' = 3 \text{ kg/mm}^2$  setzt, also für

$$(PR) = 32000 \cdot \frac{2}{3} = 21300$$

den nächsten Wellendurchmesser sucht

$$d' = 40 \text{ mm.}$$

3. Beispiel. Es sind die Hauptdimensionen einer einfachen Bauwinde, d. i. einer Trommelwinde mit einfacher Näderübersetzung nach Fig. 1 bis 3, Taf. XII zu bestimmen, für die mittels Hanseil direct zu hebende Last von 750 kg unter der Voraussetzung, daß die Kraft an beiden Kurbeln 32 kg betrage (schwere Winde).

Es ist nach diesen Angaben

$$Q = 750 \text{ kg}$$

$$K = 32 \text{ kg}$$

und der Last  $Q$  entsprechend der Seildurchmesser  $\delta$  nach der Tabelle S. 45 angenähert

$$\delta = 30 \text{ mm.}$$

Wählt man den Trommelhalbmesser nach Gl. (133)

$$\rho = 3,5 \delta = 3,5 \cdot 30 = 105 \text{ mm}$$

und den Kurbelhalbmesser nach Gl. (152)

$$a = 450 \text{ mm}$$

so ergibt sich nach Gl. (131) das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,10 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,10 \cdot \frac{105}{450} \cdot \frac{750}{32} = 6,01 \sim 6.$$

Wählt man ferner die Zähnezahzahl des Getriebes

$$z_1 = 13$$

so ergibt sich hiermit jene des Stirnrades

$$z_2 = 6 \cdot z_1 = 6 \cdot 13 = 78.$$

Bezeichnet man nun wieder  $P_1$  den Zahndruck am Halbmesser  $R_1$  des Getriebes, so wird das Moment

$$P_1 R_1 = K \cdot a = 32 \cdot 450 = 14400$$

und somit der Quotient  $\left( \frac{PR}{z} \right)$  für die Zähnezahzahl  $z_1$

$$\left( \frac{PR}{z} \right) = \left( \frac{P_1 R_1}{z_1} \right) = \frac{14400}{13} = 1108$$

wonach die Tabelle S. 84 nach unten abgerundet die Stützzahl und Theilung ergibt

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 9$$

$$t = 28,274$$

und hiermit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 9 = 58,5 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{78}{2} \cdot 9 = 351 \text{ mm}$$

die Zahnbreite wird nach oben abgerundet

$$b = 2t = 56,5 \sim 60 \text{ mm.}$$

Wählt man die Länge  $L$  der Trommel gleich dem 3,5fachen Durchmesser derselben, so erhält man, da der Durchmesser  $D$  der letzten Trommel

$$D = 2 \varrho - \delta = 2 \cdot 105 - 30 = 180 \text{ mm}$$

$$L = 3,5 \cdot 180 = 630 \text{ mm.}$$

4. Beispiel. Es soll eine leichte doppelte Baumwinde (Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung), nach Fig. 1 bis 4, Taf XVI ausgeführt werden für eine mittels Kette direct zu hebende Last von 1250 kg; es sind die Trommel- und Zahnradabmessungen hierfür zu bestimmen.

Es ist nach diesen Angaben

$$Q = 1250 \text{ kg}$$

$$K = 20 \text{ kg}$$

und nach der Tabelle S. 47 der Durchmesser des Ketten eisens

$$\delta = 12 \text{ mm}$$

und nach Gl. (134 der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10 \delta = 120 \text{ mm}$$

und nach Gl. (151 der Kurbelhalbmesser

$$a = 400 \text{ mm.}$$

Hiermit ergibt die Gl. (132 das totale Übersetzungsverhältnis

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1,20 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,20 \cdot \frac{120}{400} \cdot \frac{1250}{20} = 22,5$$

und wenn man wählt

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{7}$$

so ergibt sich hieraus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{3,21}$$

und man kann nehmen

$$z_1 = 13$$

$$z_2 = 3,21 \cdot 13 = 41,73 \sim 42$$

$$z_3 = 11$$

$$z_4 = 7 \cdot 11 = 77.$$

Für das Getriebe  $z_1$  auf der ersten Vorgelegewelle erhält man nun

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{20 \cdot 400}{13} = 615$$

und dazu nach der Tabelle S. 84 die Stützzahl und Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8$$

$$t = 25,133 \text{ mm}$$

und somit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13}{2} \cdot 8 = 52 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{42}{2} \cdot 8 = 168 \text{ mm}$$

endlich die Zahnbreite

$$b = 2 t = 50 \text{ mm.}$$

Für das Stirnrad  $z_4$  auf der Trommelwelle erhält man

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{Q \varrho}{z_4} = \frac{1250 \cdot 120}{77} = 1935$$

und dazu nach der Tabelle S. 84 Stützzahl und Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 11$$

$$t = 34,558 \text{ mm}$$

und somit werden die Theilkreishalbmesser

$$R_3 = \frac{z_3}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot 11 = 60,5 \text{ mm}$$

$$R_4 = \frac{z_4}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{77}{2} \cdot 11 = 423,5 \text{ mm}$$

endlich die Zahnbreite

$$b = 2 t = 2 \cdot 34,558 = 69,1 \sim 70 \text{ mm.}$$

5. Beispiel. Es sind die Zähnezahlen der Vorgelegerräder einer schweren Trommelwinde zu bestimmen, mittels deren auf die Trommel auflaufender Kette die Last  $Q = 2000 \text{ kg}$  direct, d. i. ohne Anwendung eines Flaschenzuges, gehoben werden kann.

Es wird nach der Tabelle S. 47 der Durchmesser des Ketteneisens

$$d = 15 \text{ mm}$$

nach Gl. (134) der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10 d = 150 \text{ mm}$$

nach Gl. (152)

$$K = 32 \text{ kg}$$

$$a = 450 \text{ mm}$$

und somit nach Gl. (132) die totale Räderübersetzung

$$\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = 1,20 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,20 \cdot \frac{150}{450} \cdot \frac{2000}{32} = 25$$

und wenn man wählt

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{7}$$

so ergibt sich hieraus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{3,57}$$

und man kann nehmen

$$\begin{aligned} z_1 &= 13 \\ z_2 &= 3,57 \cdot 13 = 46,41 \sim 46 \\ z_3 &= 11 \\ z_4 &= 7 \cdot 11 = 77. \end{aligned}$$

6. Beispiel. Es sind die Armdimensionen für das Zahnrad im 2. Beispiele S. 101 zu bestimmen, dessen Zähnezahl  $z_2 = 65$  ist. Es ist ferner bekannt  $R_2 = 260 \text{ mm}$ ;  $\psi = 2$ ;  $PR = 32000$ .

Sonach ergibt die Gl. (15 oder die zugehörige Tabelle S. 18 den Wellendurchmesser

$$d' = 43 \text{ mm}$$

und hiermit wird nach Gl. (150) die Anzahl der Arme

$$A = \frac{R}{d'} = \frac{260}{43} = 6$$

also ergibt sich die Höhe der Hauptrippe im Achsenmittel nach Gl. (142)

$$h = 1,817 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} = 1,817 \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \frac{32000}{6}} = 40 \text{ mm}$$

und weiter die Dicke dieser Rippe nach Gl. (139)

$$\delta = \frac{1}{5} h = \frac{1}{5} \cdot 40 = 8 \text{ mm}$$

endlich die Rippenhöhe am Kranze nach Gl. (138)

$$h_1 = 0,75 \cdot h = 0,75 \cdot 40 = 30 \text{ mm.}$$

Für die französische Bauwinde oder Kettenradwinde gelten alle vorstehend für Trommelwinden angegebenen Regeln mit dem einzigen Unterschiede, daß statt der Trommel das Kettenrad von viel kleinerem Durchmesser zur Anwendung kommt und somit die Räderüber-  
setzung kleiner und die ganze Winde compendioser ausfällt. Die hierzu verwendeten Ketten müssen in allen Gliedern gleiche Theilung haben, nach welcher das Kettenrad zu dimensioniren ist (Kalibrierte Ketten).

1. Beispiel. Für die Last  $Q = 950 \text{ kg}$  soll eine Kettenradwinde nach Fig. 23, Text, gebaut werden. Es sind die Hauptdimensionen des Kettenrades und die Zähnezahlen der Zahnräder zu ermitteln.

Für  $P = 950 \text{ kg}$  wird nach Gl. (55) oder nach der zugehörigen Tabelle S. 47 der Durchmesser des Kettenreifens  $\delta = 10 \text{ mm}$  und für eine englische Kette nach Gl. (70) die innere Gliedlänge  $l = 2,6 \delta = 26 \text{ mm}$ , ferner nach Gl. (72) die innere Gliedbreite  $b = 1,5 \delta = 15 \text{ mm}$ .

Wählt man für das Kettenrad die Zähnezahl  $z = 4$  wie in Fig. 26 und 27, Text, so erhält man den Radhalbmesser bis zum Mittel des flach aufstiegender Ketten-  
glandes nach Gl. (68)

$$r = \frac{1}{2} (l + \delta) \cdot \cotg. \left( \frac{180^\circ}{z} \right) + \frac{1}{2} (l - \delta) \cdot \frac{1}{\sin \left( \frac{180^\circ}{z} \right)} =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot (26 + 10) \cdot \cotg. \left( \frac{180^\circ}{4} \right) + \frac{1}{2} (26 - 10) \cdot \frac{1}{\sin \left( \frac{180^\circ}{4} \right)} =$$

$$= 18 \cdot \cotg 45^\circ + 8 \cdot \frac{1}{\sin 45^\circ} = 18 \cdot 1 + 8 \cdot \frac{1}{0,707} = 18 + 11,3 = 29,3 \text{ mm.}$$

Zeichnet man hiernach das Kettenrad im Mittelschnitt Fig. 26, Text, so findet man den Radhalbmesser des Kettenrades bis zum Mittel des hochgestellt aufliegenden Kettengliedes gleich 33,5 mm. Es wechselt also der Hebelarm der Last von 29,3 bis 33,5 mm und wird im Mittel zu nehmen sein.

$$q = \frac{1}{2} (29,3 + 33,5) = 31,4 \text{ mm.}$$

Wählt man nach Gl. (151)  $K = 20 \text{ kg}$  und  $a = 360 \text{ mm}$  so ergibt die Gl. (131) das Verhältnis der Zähnezahlen der erforderlichen Zahnräder

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,1 \cdot \frac{q}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,1 \cdot \frac{31,4}{360} \cdot \frac{950}{20} = 4,56$$

und hiermit für die gewählte Zähnezahl  $z_1 = 13$  jene

$$z_2 = 4,56 \cdot 13 = 59,28 \sim 60.$$

**4. Herstellung der Winden.** Die Spindel und Mutter der Schraubwinden wird auf der Drehbank geschnitten und da diese gewöhnlich mit englischer Leitspindel versehen ist, so wird das Gewinde ebenfalls ein englisches. Die Auffindung der erforderlichen Wechselräder erfolgt am einfachsten aufgrund der Anzahl der Gewindegänge auf die Länge gleich einem Zoll englisch oder auf 127 mm gleich 5 Zoll englisch.

Bezeichnet man mit

$n_1$  = Anzahl der Gewindegänge auf 1 Zoll englisch oder auf 127 mm der Leitspindel,

$n_2$  = desgleichen des zu schneidenden Gewindes,  
und mit

$z_1 z_2 z_3 z_4$  der Reihe nach die Zähnezahlen der erforderlichen Wechselräder nach Fig. 8, Taf. XVI, angeordnet,

so ist, da  $n_1$  und  $n_2$  auch gleichzeitig ausgeführte Umdrehungszahlen sind,

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

und man wählt nun nach den im Räderfaze vorhandenen Zähnezahlen die diesem Übersetzungsverhältnisse entsprechenden aus.

Für die gewöhnlich vorkommenden Gewinde der Whitworth'schen Scala werden den Drehbänken gewöhnlich sogenannte Wechselrädertabellen beigegeben. Diese Tabellen enthalten besonders ausgeführt die Egalisierräder, d. i. jene für das Glatt-drehen, und die Wechselräder zum Gewind-

schneiden für rechtes und für linkes Gewinde.\*) Die Anfertigung einer solchen Tabelle erfolgt am besten für jede Drehbank mit Rücksicht auf ihre Eigenthümlichkeiten, da die der Übersetzungszahl entsprechenden Räder auch noch hinsichtlich ihrer Durchmesser den Verhältnissen der Drehbank angepasst sein müssen.

Die Schnecken werden gewöhnlich aus Schmiedeeisen oder Stahl, aber auch aus Gusseisen, hergestellt und erhalten des einfachen Profils wegen mit dem Schneckenrad entweder reine Evolventen-Verzahnung mit der Eingriffslinie unter  $75^\circ$  oder die sogenannte Gerad-

\*) Nachstehende Tabellen enthalten als Beispiel die Wechselräder zum Schneiden der häufigst vorkommenden Gewinde für eine Supportdrehbank zum Schraubenschneiden mit 265 mm Spitzhöhe, nach Ausführung der Ottafinger Eisengießerei und Maschinenfabrik von Reinhard Fernau & Co. in Wien. Die Leitspindel hat  $\frac{1}{2}$  Zoll englisch Steigung, also 2 Gänge auf 1 Zoll englisch. Der vollständige Räderatz mit  $10\frac{1}{2}$  mm Theilung hat die Zähnezahlen 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120. Das 60 Zähne-Rad ist doppelt beigegeben zum Aufstecken auf den Zwischenbolzen ( $z_2 = z_3$  nach Fig. 8, Taf. XVI) wenn zwei Räder schon das Verhältnis ( $n_2 : n_1$ ) ergeben, falls das Rad auf der Leitspindel nicht axial verschoben werden kann, und um mit  $z_1 = z_4$  das Leitspindelgewinde zu schneiden. Die Bezeichnung der Zähnezahlen entspricht der Cotierung in Fig. 8, Taf. XVI.

Tabelle der Wechselräder zum Schraubenschneiden.

a) Rechtes Gewinde.

Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$
$\frac{1}{24}$	24	120	40	100	25	$\frac{1}{5}$	5	120	60	50	40
$\frac{1}{20}$	20	120	40	100	30	$\frac{2}{9}$	$4\frac{1}{2}$	90	60		40
$\frac{1}{18}$	18	120	40	90	30	$\frac{1}{4}$	4	100	60		50
$\frac{1}{16}$	16	120	50	100	30	$\frac{2}{7}$	$3\frac{1}{2}$	70	90		40
$\frac{1}{14}$	14	120	40	70	30	$\frac{1}{3}$	3	60	90		40
$\frac{1}{12}$	12	120	50	100	40	$\frac{2}{5}$	$2\frac{1}{2}$	50	90		40
$\frac{1}{11}$	11	120	60	110	40	$\frac{1}{2}$	2	60	70		60
$\frac{1}{10}$	10	120	60	100	40	$\frac{2}{3}$	$1\frac{1}{2}$	90	40		120
$\frac{1}{9}$	9	120	60	90	40	1	1	50	60		100
$\frac{1}{8}$	8	120	60		30	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{4}$	45	60		120
$\frac{1}{7}$	7	120	60	70	40	2	$\frac{1}{2}$	50	100	60	120
$\frac{1}{6}$	6	120	60		40	4	$\frac{1}{4}$	30	90	45	120

flanken-Zahnstangen-Verzahnung, wobei das Fußprofil der Zahnstange sowohl als des Getriebes durch eine Gerade gebildet ist, der Zahnkopf der Zahnstange aber durch eine gemeine Cycloide und jener des Getriebes durch eine Evolvente. Größere, aus Gußeisen hergestellte Schnecken erhalten gewöhnlich letzteres Profil. Kleine Schnecken werden mit der Achse in einem Stück geschmiedet, größere auf der zugehörigen Welle aufgefleht. Die Schnecken werden wie andere Schrauben auf der Drehbank geschnitten. Schmiedeeiserne Schnecken werden zweckmäßig im Einsatze gehärtet, um der Abnützung besser zu widerstehen.

Kleinere Schneckenräder erhalten prismatische nach der Zahnsträge ( $t:2\pi R_1$ ) zur Schneckenradachse schrägstehe Zähne, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XVIII. Größere Schneckenräder erhalten nach dem Schraubengang gebildete Zähne mit hohlem Zahngrunde und hohler Kopffläche entsprechend der Krümmung der Schnecke. Dieselben werden gewöhnlich

## b) Einfes Gewinde.

Steigung in Boll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Boll engl.	$z_1$	Zwischenrad	$z_2$	$z_3$	$z_4$	Steigung in Boll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Boll engl.	$z_1$	Zwischenrad	$z_2$	$z_3$	$z_4$
$1/24$	24	120	45	40	100	25	$1/5$	5	120	45	40	50	60
$1/20$	20	120	45	40	100	30	$2/9$	$4\frac{1}{2}$	90	45	50		40
$1/18$	18	120	45	40	90	30	$1/4$	4	100	40	45		50
$1/16$	16	120	40	50	100	30	$2/7$	$3\frac{1}{2}$	70	45	50		40
$1/14$	14	120	45	40	70	30	$1/3$	3	60	50	60		40
$1/12$	12	120	40	50	100	40	$2/5$	$2\frac{1}{2}$	50	60	70		40
$1/11$	11	120	45	40	110	60	$1/2$	2	60	50	70		60
$1/10$	10	120	45	40	100	60	$2/3$	$1\frac{1}{2}$	90	45	50		120
$1/9$	9	120	45	40	90	60	1	1	50	60	70		100
$1/8$	8	120	40	50	30	$4/3$	$3/4$	45	60	70		120	
$1/7$	7	120	45	40	70	60	2	$1/2$	50	45	100	60	120
$1/6$	6	120	30	50	40	4	$1/4$	30	60	90	45	120	

## c) Egalisierräder.

Steigung in Millimetern	$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$
$53/100$	120	25	100	20
$79/100$	120	30	100	25

aus Gußeisen hergestellt, entweder mit den Zähnen gegossen oder voll gegossen und auf der Naderfräsmaschine gefräst.

Die schmiedeeisernen Zahnstangen und Zahnräder werden voll geschmiedet und kalt ausgemeißelt oder ausgefräst. Die kleinen Getriebe werden mit ihren Achsen in einem Stück voll geschmiedet und ausgemeißelt, wobei zur Zahnverstärkung Seitenscheiben stehen bleiben. Die Verzahnung ist hierbei, wegen der kleinen Zähnezahl des Getriebes (3 bis 5), mit Rücksicht auf die Eingriffsdauer, wie schon S. 66 angeführt, die doppelte Punktverzahnung oder die gemischte Verzahnung, letztere bei 3 Zähnen des Getriebes, mit bis zum Durchschnit verlängerten Zahnkurven am Zahnkopf.

Bei den gußeisernen Getrieben mit 11 bis 15 Zähnen und Zahnstangen der Schützenaufzüge (Note S. 93) kommt wegen der kleinen Zähnezahl, mit Rücksicht auf die Eingriffsdauer gewöhnlich die Cycloidenverzahnung zur Anwendung. Aus dem gleichen Grunde erhalten die Zahnräder der Trommelwinden die Cycloidenverzahnung, und zwar als Sägeäder mit dem Wälzungskreisdurchmesser gleich dem Theilfreishalbmesser des Rades mit 11 Zähnen,\*) weil das kleinste zur Verwendung gelangende Rad 11 Zähne hat. Das Getriebe mit 11 Zähnen erhält hierbei gerade, radiale Fußflanken.

Die gußeisernen Zahnräder der Winden werden gewöhnlich nur ausgebohrt und an der Nabe eben abgedreht, im übrigen aber unbeeinträchtigt belassen. Dasselbe gilt bezüglich der aus Gußeisen hergestellten Windentrommel. Die Aufkeilung erfolgt entweder mittels Nasenkeil, oder in anderer Weise, wie schon bei den Sperrädern (S. 23) angegeben.

Die Herstellung der Sperr- und Bremswerke ist bereits früher behandelt (S. 22 und 36).

\*) Für die Stichzahl  $\left(\frac{t}{\pi}\right)$  oder Theilung  $t$  des Getriebes mit  $z = 11$  Zähnen ist der zugehörige Theilfreishalbmesser  $R$  bestimmt durch die Gleichung

$$2 R = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right)$$

woraus

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 5,5 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 1,75 \cdot t.$$

Der Halbmesser  $r$  des Wälzungskreises für Sägeäder, bei welchen das Rad von 11 Zähnen als kleinstes, gerade Fußflanke erhält, ist somit

$$r = \frac{1}{2} R = 2,75 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 0,875 \cdot t.$$

Das Kettenrad oder die Kettenmufs der französischen Bauwinde wird bei kleiner Zähnezahl mit der Achse in einem Stück voll geschmiedet aus Bessemerstahl hergestellt und nachträglich gezahnt wie in Fig. 26, Text, gezeichnet. Bei grösserer Zähnezahl wird es aus Gusseisen oder Stahlgufs hergestellt und viereckig auf die Achse aufgepaßt oder ausgebohrt und aufgefellt. Die Verzahnung entspricht der Form und Gliedlänge der angewendeten Kette.

Wird statt einer gewöhnlichen Kette die Gall'sche Kette Fig. 7 bis 9, Taf. XIII, angewendet, so ist das Kettenrad und Kettenführungsstück entsprechend der Gliedlänge der Gall'schen Kette herzustellen. Windwerke mit Gall'scher Kette kommen zumeist an Krabben vor. Auf Taf. XIII ist in Fig. 7 bis 9 die Gall'sche Kette mit dem zugehörigen Kettenrade, und in Fig. 10 und 11 als Beispiel einer Winde mit Gall'scher Kette eine Laufkrabake dargestellt. Die Hauptdimensionen dieser aus Laschen und Bolzen hergestellten Kette, mit Angabe der, für die Erzeugnisse von Zobel, Neubert & Co., durch Zerreißversuche bei annähernd fünffacher Sicherheit festgestellten zulässigen Belastung  $P$  in  $kg$ , die Anzahl der Lamellen  $i$  und das Kettengewicht pro 1  $m$  Länge, sind mit den Bezeichnungen nach Fig. 7 bis 9, Taf. XIII, in nachstehender Tabelle enthalten:

Tabelle für Gall'sche Ketten.

$t$ mm	$l$ mm	$d_2$ mm	$d_1$ mm	$i$	$\delta$ mm	$\beta$ mm	$p$ kg	$P$ kg
15	12	5	4	2	1,5	12	0,7	100
20	15	8	6	2	2	15	1	250
25	18	10	8	2	3	18	2	500
30	20	11	9	4	2	20	2,7	750
35	22	12	10	4	2	26	3,8	1000
40	25	14	12	4	2,5	30	5	1500
45	30	17	14	4	3	35	7,1	2000
50	35	22	18	6	3	38	11,1	3000
55	40	24	21	6	4	40	16,5	4000
60	45	26	23	6	4	46	19	5000
65	45	28	24	6	4	53	24	6000
70	50	32	26	8	4,5	53	31,5	7500
80	60	36	30	8	4,5	65	34	10000
90	70	40	34	8	5,3	70	48,8	15000
110	80	50	40	8	6	85	65	20000

## V. Die Krähne.

1. Zweck und Arten der Krähne. Krähne sind Maschinen, vermittlel welcher größere Lasten auf mittlere Höhen gehoben, hierauf in horizontaler Richtung innerhalb des Bereiches der Maschine bewegt und endlich wieder herabgelassen werden können. Man bedient sich derselben in Magazinen und Gießereien, oben und unten drehbar gelagert und gestützt; oder freistehend nur auf dem Fundamente oder in demselben drehbar gelagert und gestützt, in Fabrikräumen, Höfen, Eisenbahnstationen und Quais; oder auf einem Wagengestelle fahrbar, auf Eisenbahnstationen, von einer zur andern transportabel, um gelegentlich schwere Güter ein- und auszuladen (löschten); endlich auf feststehenden Schienen gradlinig den Schienen entlang laufend und unterscheidet demnach folgende, für die gewerbliche und industrielle Praxis im allgemeinen wichtige Krähne:\*)

Magazinkrahne,

Gießereikrahne,

Freistehende Krähne oder Quaikrahne,

Fahrbare Krähne oder Eisenbahnkrähne,

Laufkrähne

Bockkrähne oder Gerüstkrähne

2. Haupttheile der Krähne. Jeder Krahn besteht im allgemeinen aus dem Krahngerüste und dem Windwerk.

\*) Andere Arten von Krähen specieller Verwendung sind die Uferkrähne der Fluss- und Seedampfschiffahrt zum Umladen (löschten) der Güter, stabil als sogenannte Scherenscherenkrähne oder drehbar als besonders construierte schwere Quaikrahne oder, mit Rücksicht auf das Constructionsmaterial, sogenannte Blechkrähne; ferner die hydraulischen Krähne der Veffemeranlagen; die Dampfkrähne, letztere fahrbar oder stabil und drehbar gelagert.

Nach ihrer Antriebsart theilt man auch die Krähne in solche mit Handbetrieb oder gewöhnliche Krähne; solche mit Transmissionsbetrieb oder Transmissionskrähne; solche mit Betrieb durch Druckwasser vermittlel Pumpen und Accumulatoren oder hydraulische Krähne; endlich solche mit Dampftrieb oder Dampfkrähne.

In den Rahmen dieses Leitfadens sind, dem Zweck desselben entsprechend, nur die gewöhnlichen Krähne einbezogen, bezüglich der übrigen Krähne sei hier verwiesen auf: Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre; Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik; Uhlend, Praktischer Maschinenconstrueteur; Niedler, Bericht über die wissenschaftlichen Excursionen der Hörer der Maschinenbauschule an der k. k. technischen Hochschule in Wien 1873—1875.

Beim Magazinrahm ist das Rahmgerüste gebildet durch die um eine verticale Achse drehbare Rahmsäule, Strebe- und Zugtangen. Die Fig. 5 bis 16, Taf. XVII, zeigen einen Magazinrahm mit hölzerner Säule und Strebe (Kerchenholz, wenn der Rahm im Freien steht), welche mit gusseisernen Armierungsstücken versehen sind. Das Spurlager zur Stützung der Rahmsäule ist auf das Fundament geschraubt und das Kopflager an eine Gebäudemauer. Die beiden Zugtangen bestehen aus Rund Eisen, die für die Einhängung mit entsprechenden Augen versehen sind. Das Windwerk mit doppelter Räderübersehung ist an der Rahmsäule (Fig. 5 und 6) befestigt. Die Vorgelegewelle mit den Handkurbeln ist achsial verschiebbar, um ein auf derselben sitzendes mit  $z_3$  gleiches Getriebe in  $z_4$  einzurücken und somit auch mit einfacher Räderübersehung ( $z_3 : z_4$ ) arbeiten zu können, um kleinere Lasten rascher zu heben. Die Kette ist mit einem Ende am oberen Armierungsstück der Strebe (Fig. 5) angehängt und läuft um die den Haken tragende lose Rolle, sodann über eine fixe Rolle am Strebentopfe, eine solche oben an der Säule und von dieser auf die mit Kettenspur versehene Kettentrommel. Das Gussstück, welches die lose Rolle umschließt, dient dazu, die Kette niederzuziehen, wenn der Haken ohne weitere Belastung herabgelassen werden soll. Eine andere Form eines solchen Gussstückes (Zuleggewicht) über einem Doppelhaken, ist in Fig. 13 bis 15, Taf. XV, gezeichnet.

Das Sperrrad sitzt bei Magazinrahmen mit doppelter Räderübersehung gewöhnlich, wie in Fig. 6 ersichtlich, auf der zweiten Vorgelegewelle. Eine Bremse ist hierbei zumeist nicht vorhanden.

Die Last kann mittels des Magazinrahmes gehoben, gesenkt und im Kreise vom Halbmesser gleich der Ausladung in horizontaler Richtung bewegt werden.

Ein Magazinrahm mit aus Flacheisen und gusseisernen Verbindungsstücken für die Drehzapfen gebildetem Rahmgerüste ist in Fig. 1 bis 6, Taf. XX., in 2 Ansichten (Fig. 1 und 2) nebst dem Detail der Bremse (Fig. 3 bis 5) und dem oberen Lager (Fig. 6) dargestellt. Das Windwerk mit einfacher Räderübersehung ist an der Säule und Strebe befestigt. Das Sperrrad sitzt auf der Trommelwelle. Zum Herablassen der Last von einem Stockwerk ist eine Bremse vorhanden. Die Bremscheibe ist mit dem Stirnrad verschraubt.

Fig. 15, Taf. XVIII, zeigt einen Magazinrahm mit Säule aus Rund Eisen, Strebe aus Winkelleisen, oben und in der Mitte durch Zugtangen angehängt. Das Windwerk mit Kettenrad ist auf der Strebe

befestigt und die Kette läuft von der Trommel über eine oben an der Strebe angebrachte fixe Rolle und trägt am herabhängenden Ende direct den Lasthaken. Das über dem Lasthaken angebrachte Kugelgewicht dient dazu, die Kette niederzuziehen, wenn der Hafen ohne weitere Belastung herabgelassen werden soll.

Fig. 9, Taf. XVI zeigt einen kleinen Magazinkrahn mit an einer Säule montierten Lagern und Antrieb durch Kette und Kettenscheibe, wie er in Magazinen und Fabrikräumen angewendet wird, um unten freien Manipulationsraum zu haben.

Fig. 14, Taf. XVI zeigt einen kleinen Magazin- oder Wandkrahn mit hohler gußeiserner Säule und besonders montiertem Windwerk, mit Antrieb durch Kette und Kettenscheibe, wie er auf Fabriks- und Magazinshöfen zur Anwendung kommt, um Gegenstände auf ein höheres Niveau oder in ein höheres Stockwerk zu schaffen, dabei aber das Windwerk von unten anzutreiben. Die Detailconstruction eines derartigen Wandkrahnes mit darunter montierter Wandaufzugmaschine ist in Fig. 1 bis 6, Taf. XV ersichtlich.

Kleine Magazin- oder Wandkrahne aus Flacheisen, [werden auch mit Kettenführung zwischen zwei am Kopflager angebrachten vertical drehbaren Führungsrollen ausgeführt, wobei als Windwerk eine Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung dient.

Fig. 13, Taf. XVI zeigt einen Magazinkrahn mit aus Winkleisen und Eisenblech durch Vernietung gebildetem steifen Krahngerüste.

Fig. 10 bis 12, Taf. XVI zeigen einen Magazinkrahn ohne Säule. Die Strebe ist unten mittels Kugelzapfen im Spurlager gestützt und oben mittels Zugstangen an einen im Kopflager drehbaren Zapfen gehängt, dessen verlängerte Drehungsachse durch den Kugelmittelpunkt des Spurlagers geht. Das Windwerk ist an der hölzernen Strebe befestigt.

Fig. 29, Text zeigt einen freistehenden Magazinkrahn mit hölzerner Säule und Strebe, wie er auf Fabrikshöfen zur Anwendung kommt. Die Krahnensäule ist unten im Spurlager gestützt und der Kopfzapfen dreht sich in einem durch hölzerne, mit schmiedeisernen Armierungstücken an besondere Fundamente befestigte Streben getragenen Lager.

Der hier abgebildete Krahn weist noch die Eigenthümlichkeit auf, daß die Strebe nicht direct mittels Zugstange an die Säule befestigt ist, sondern durch eine Kette in ihrer Lage erhalten wird und mittels derselben herabgelassen oder aufgezogen werden kann. Diese Kette ist mit einem Ende am Kopf der Krahnstrebe befestigt, über die an den

Zugtangenenenden auf ihrem Bolzen lose drehbare Kettenrolle geführt und läuft von hier über eine oben an der Säule angebrachte fixe Rolle auf eine conische Kettentrommel. Der Antrieb dieser Kettentrommel erfolgt durch ein Windwerk mit Räderübersezung, welches die Schilde gemeinsam hat mit dem übrigens unabhängigen Windwerk zum Heben und Senken der Last, mit cylindrischer Trommel.

Das Windwerk ist an der Säule fest und die Lastkette läuft von der fixen Rolle im Strebenkopfe direct auf die Trommel, um beim Heben und Senken der Strebe keine bedeutende Verkürzung und Verlängerung zu erfahren, indem sich die Strebe um den tiefer als das Windwerk liegenden Bolzen dreht.

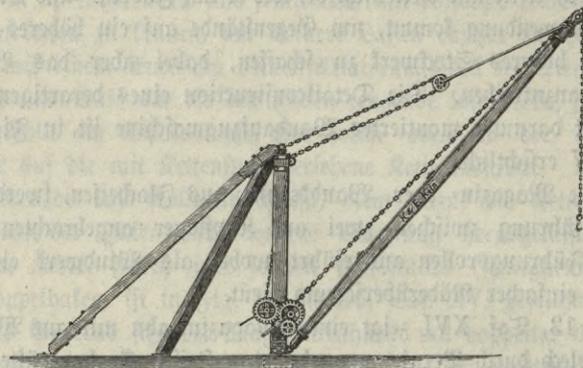


Fig. 29. Derrickcrane oder Dreifußcrane (freistehender Magazincrane). L

Die Windentrommel zum Herablassen und Aufziehen der Strebe ist deshalb conisch und die Kette hängt bei herabgelassener Strebe an dem kleineren Trommelradius, weil die Zugkraft in den Zugstangen in dieser Lage größer ist als bei aufgezogener Strebe, wie sich leicht auf graphischem Wege, durch Aufzeichnung der Strebe in ihren verschiedenen Lagen, ergibt, die Kraft an der Kurbel des Windwerkes aber constant bleiben möchte.

Dieser Crane stellt somit einen Magazincrane mit variabler Ausladung vor und wird Derrickcrane oder Dreifußcrane genannt.

Bei schweren Cranen steht das Spurlager auf gemauertem Fundament und ist mit demselben durch entsprechend lange Fundament-

schrauben verbunden (Fig. 5, Taf. XVII); bei leichteren Krähnen erfolgt die Befestigung desselben mittels Steinschrauben auf einem Quader (Sandstein) (Fig. 15, Taf. XVIII), oder mittels durchgehender Schrauben und entsprechend breite Gegenplatten an einer Wand (Fig. 14, Taf. XVI), oder endlich bei ganz leichten Krähnen durch gewöhnliche Flanschen-  
schrauben an einer eben vorhandenen gußeisernen Säule (Fig. 9, Taf. XIV).

Durch Anwendung eines Flaschenzuges statt einer losen Rolle kann in jedem Falle die Leistungsfähigkeit des Windwerkes ergänzt werden. Mit Rücksicht auf die bedeutenden Reibungswiderstände des Flaschenzuges ist es jedoch zweckmäßiger, das Windwerk kräftig genug zu construieren und selbst die untere lose Rolle wegzulassen, also den Lasthaken unmittelbar an das Kettenende anzuhängen. (Fig. 9 und 13, Taf. XVI, Fig. 15, Taf. XVIII).

Die Zahnräder des Windwerkes sitzen gewöhnlich außerhalb der Windenschilde (Fig. 6, Taf. XVII), bei den Windwerken mit Kettenrad von Megy, Cheverria & Bazan innerhalb des in einem Stück hergestellten gußeisernen Windenrahmens (Fig. 9, Taf. XVI, und Fig. 15, Taf. XVIII). Das Sperrrad ist bei doppelter Räderübersetzung gewöhnlich auf der zweiten Vorgelegewelle (Fig. 6, Taf. XVII), bei einfacher Räderübersetzung auf der Trommelwelle (Fig. 1 und 2 Taf. XX), oder auf der Vorgelegewelle (Fig. 15, Taf. XVIII) angebracht.

Das Windwerk selbst ist entweder an der Krähnsäule (Fig. 5, Taf. XVII), oder an der Strebe (Fig. 15, Taf. XVIII), oder an beiden zugleich befestigt (Fig. 1 und 2 Taf. XX), was bei der Dimensionsbestimmung zu berücksichtigen sein wird.

Die Gießereikrahne besitzen die Einrichtung zum Heben und Senken der Last und zur Bewegung derselben in horizontaler Richtung im Kreise vom Halbmesser gleich der Entfernung der Last von der Drehungsachse der Krähnsäule und radial hin und zurück. Dieselben haben zwei verticale Drehzapfen gleicher Anordnung wie die Magazin-  
krahne, von welchen sie sich dadurch constructiv unterscheiden, daß statt der Zugstangen der Ausleger oder Schnabel vorhanden ist, auf welchem der Krähnwagen oder die sogenannte Kaze fährt.

Das Krähngerüste ist hier durch feste Verbindung (Verschraubung) der Säule mit der Strebe und dem Ausleger hergestellt.

Die Fig. 1 bis 4, Taf. XVII und Fig. 1 bis 14, Taf. XVIII, zeigen einen leichten eisernen Gießereikrahne mit an der Strebe befestigtem Windwerk.

Befindet sich die Kasse gerade über dem oberen Strebenende, wie in Fig. 6. Taf. XIX, schematisch dargestellt (Ausladung  $A_1$ ), so erscheint das Krähngerüste und das Windwerk genau so beansprucht, wie beim Magazinkrahn, wonach für die Dimensionierung des ganzen Krahnes mit Ausnahme der Drehzapfen, des Auslegers und der Kasse dieselben

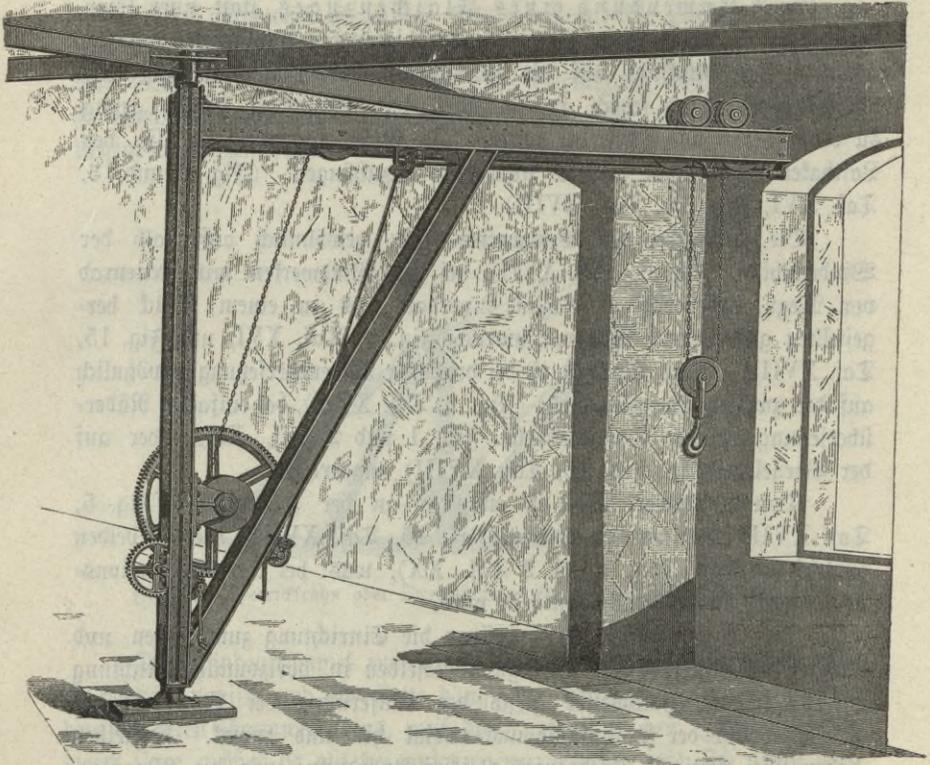


Fig. 30. Eiserner Gießereikrahn für 5000 kg Tragfähigkeit.

Bestimmungen gelten wie bei jenem, jedoch die Zugstangen im Ausleger zum Ausdruck gelangen.

Steht die Kasse am äußersten Ende der freien Ausladung  $A$  auf dem Ausleger, wie in Fig. 7, Taf. XIX, so erfolgt die stärkste Beanspruchung der Drehzapfen auf Biegung und hiernach deren Dimensionsbestimmung. In dieser Stellung der Kasse und in jener im Mittel

zwischen der Strebe und Säule ist der Ausleger am stärksten auf Biegung beansprucht und darnach seine Dimensionierung.

Die Krähnkage besteht aus zwei Schilden aus Gußeisen oder Schmiedeeisen, welche die Lager der Achsen für die Laufrollen und jene für die Kettenrollen enthalten und in geeigneter Weise mit einander verbunden sind. Die Laufrollen laufen bei leichten Krähen auf Flacheisenschienen oder auf dem eisernen Ausleger selbst, und bei schweren Krähen auf Eisenbahnschienen, welche auf den Wangen des Auslegers befestigt sind.

In Fig. 3, Taf. XVII. und Fig. 14, Taf. XVIII, ist eine Kage einfacher Form dargestellt, bei welcher als Schilde schmiedeeiserne Taschen

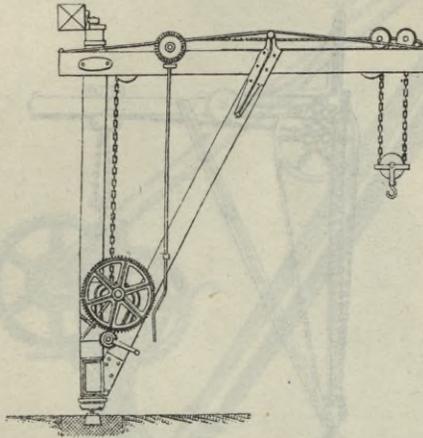


Fig. 31. Gießereikrahn mit durch Zugstangen armiertem Ausleger.

vorhanden sind und die Kettenrollen auf den Achsen der Laufrollen sich drehen.

Die Verschiebung der Krähnkage erfolgt gewöhnlich durch eine Kette, welche beiderseits mit ihren Enden an die Kage befestigt und über zwei an den Enden des Auslegers gelagerte Kettenrollen geschlungen ist, wie in Fig. 1, Taf. XVII. Die eine dieser Kettenrollen, jene in der Nähe der Krähnsäule, ist im Spurfranze gezahnt (Fig. 3 bis 6, Taf. XVIII), auf ihrer Achse aufgekittet und vermittelt den Antrieb für die Verschiebung der Kage; die zweite dient bloß als Leitrolle für die Kette. Die Drehung der Achse mit der gezahnten Kettenrolle kann auf verschiedene Weise erfolgen.

In Fig. 1, Taf. XVII. erfolgt die Drehung der genannten Kettenrolle für die Kagenverschiebung durch eine Schnecke mit dem Schneckenrad. Die Bewegungseinleitung wird durch eine Kettscheibe und herabhängende Kette bewerkstelligt. Das Detail dieser Anordnung zeigen die Fig. 5 bis 6. Taf. XVIII, in Ansicht und Draufsicht. In Fig. 1 bis 3, Taf. XIX, erfolgt der Antrieb der gezahnten Rolle für die Verschiebung der Kage durch eine schief vom Ausleger zum Säulenfuß herabgehende Zwischenwelle und zwei Paar Regelräder mittels Handkurbel; in Fig. 31, Text, in ähnlicher Weise, jedoch mit verticaler

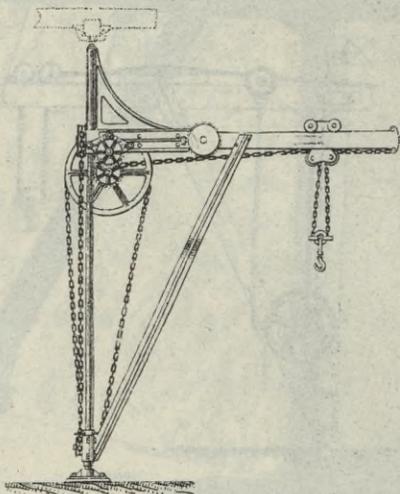


Fig. 32. Gießereikrahn mit Antrieb durch Kette und Kettenrad.

Kurbelwelle und nur ein Paar Regelräder. In Fig. 30, Text, erfolgt die Verschiebung der Kage mittels flachhängiger Schraubenspindel, zwei Paar Regelräder mit schief herabreichender Zwischenwelle, durch Handkurbel.

Den Zug in der Kette zur Verschiebung der Krahnkage kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen gleich setzen  $\frac{1}{4}$  der am Lasthafen angehängten Last.

Fig. 30, Text, zeigt einen schweren eisernen Gießereikrahn und läßt zugleich die Befestigung des Kopflagers mittels Diagonalstreben an den Gebäudemauern erkennen, welche entweder, wie hier dargestellt, eiserne Träger, oder wie nach der Form des Kopflagers bei dem früher

besprochenen leichteren Krahn, Holzbalken sind. Das Windwerk ist bei diesem Krahn an der Säule befestigt.

Die Fig. 1 bis 3, Taf. XIX, stellen einen Gießereikrahn mit hölzernen Constructionstheilen und eisernen Verbindungsstücken im Krahn-gerüste dar. Das Windwerk ist hierbei ebenfalls an der Säule befestigt.

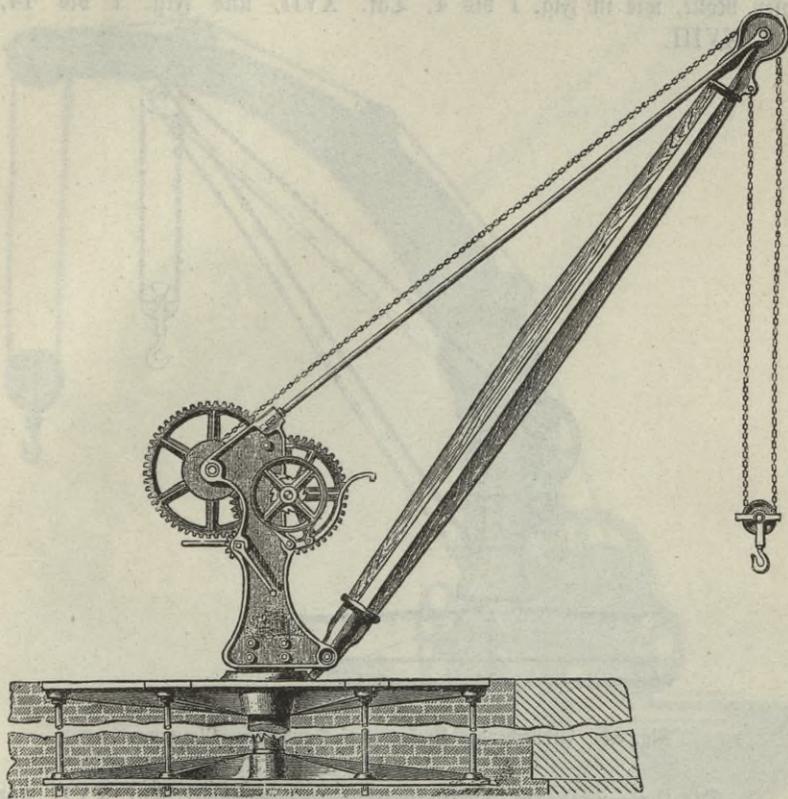


Fig. 33. Freistehender Krahn mit gemauertem Fundament.

Fig. 31, Text, zeigt die Armierung des hölzernen Auslegers durch Zugstangen aus Rundeseisen, ebenfalls mit unten angeordnetem Windwerk; in Fig. 32, Text, hingegen ist das Windwerk oben angebracht und der Antrieb desselben zum Heben und Senken der Last erfolgt durch eine Kettenrolle und herabhängende Kette in gleicher Weise wie jener für die Bewegung der Krahnkette.

Hinsichtlich der Detailconstruction des Windwerkes gilt alles wie beim Magazinkrahn.

Durch Anwendung eines Flaschenzuges kann auch hier die Leistungsfähigkeit des Windwerkes ergänzt werden. Gewöhnlich aber befinden sich in der Kasse nur zwei Führungsrollen und die Last hängt an einer losen Rolle, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XVIII.

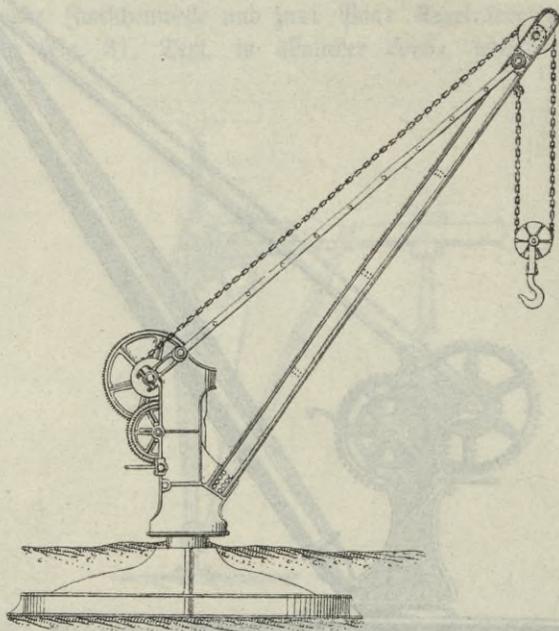


Fig. 34. Freistehender Krahn ohne Fundament-Mauerwerk.

Die Kette wird am zweckmäßigsten, wie in Fig. 1, Taf. XVII, und Fig. 1, Taf. XIX, ersichtlich am freien Ende des Auslegers befestigt und von dort über die erste Rolle der Kasse herab, um die lose Rolle und über die zweite Rolle der Kasse hinauf, endlich über eine fixe Rolle am zweiten Ende des Auslegers auf die Windentrommel herabgeführt, weil hierdurch vermieden ist, dass die Verschiebung der Krahnkasse gleichzeitig eine Hebung oder Senkung der Last im Gefolge hat. Letzteres tritt ein, wenn das zweite Kettenende an der Krahnkasse selbst befestigt ist, oder die Kette von der Kasse gleich auf die Windentrommel herabläuft.

Freistehende Krahne oder Quaitkrahne haben im allgemeinen dieselbe Einrichtung wie die Magazinikrahne, und unterscheiden sich von diesen wesentlich nur durch die Form des drehbaren Krahngerüstes, welche durch die abweichende Aufstellung bedingt ist, und nach letzterer kommen zwei typische Ausführungen vor.

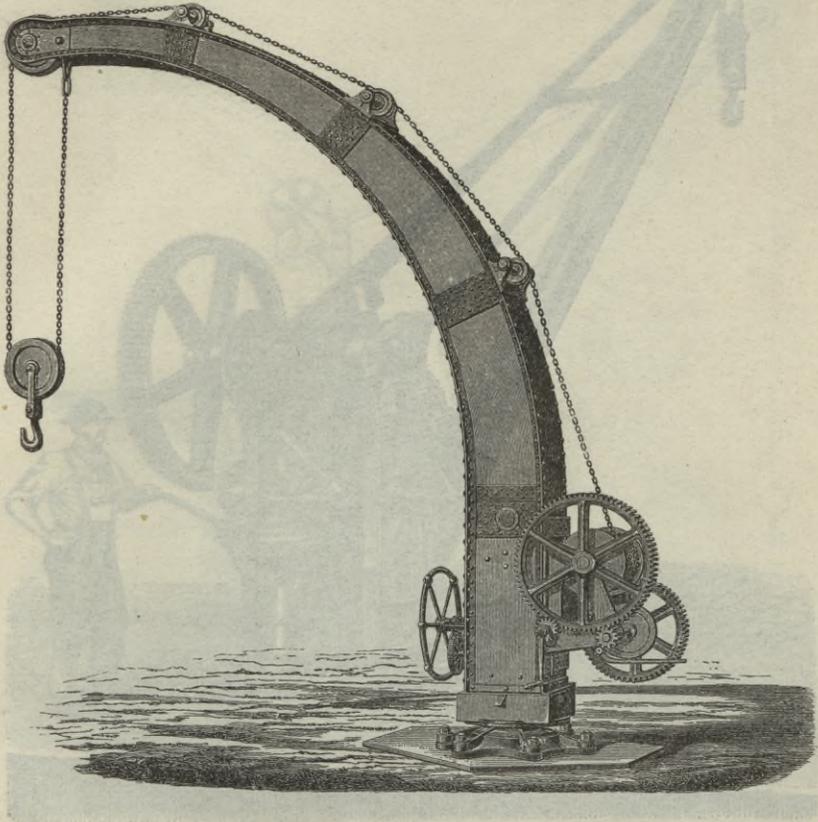


Fig. 35. Eiserner Drehkrahne (Blechkrane) auf gemauertem Fundament.

Das Krahngerüste ist nach dem ersten Typus von der Krahnsäule unabhängig hergestellt und auf dieser drehbar montiert; die Krahnsäule aber ist in der gusseisernen Fundamentplatte fest und ragt über das Fundament empor. Beispiele dieser Aufstellung zeigen die Krahne in Fig. 4 und 5, Taf. XIX, Fig. 1 bis 3, Taf. XXI, und Fig. 33 bis 36,

Text, und die Details der Lagerung die Fig. 4 bis 6, Taf. XXI, und Fig. 4 bis 8, Taf. XXII, oben mit Spurzapfen, unten mit Frictionsrollen.

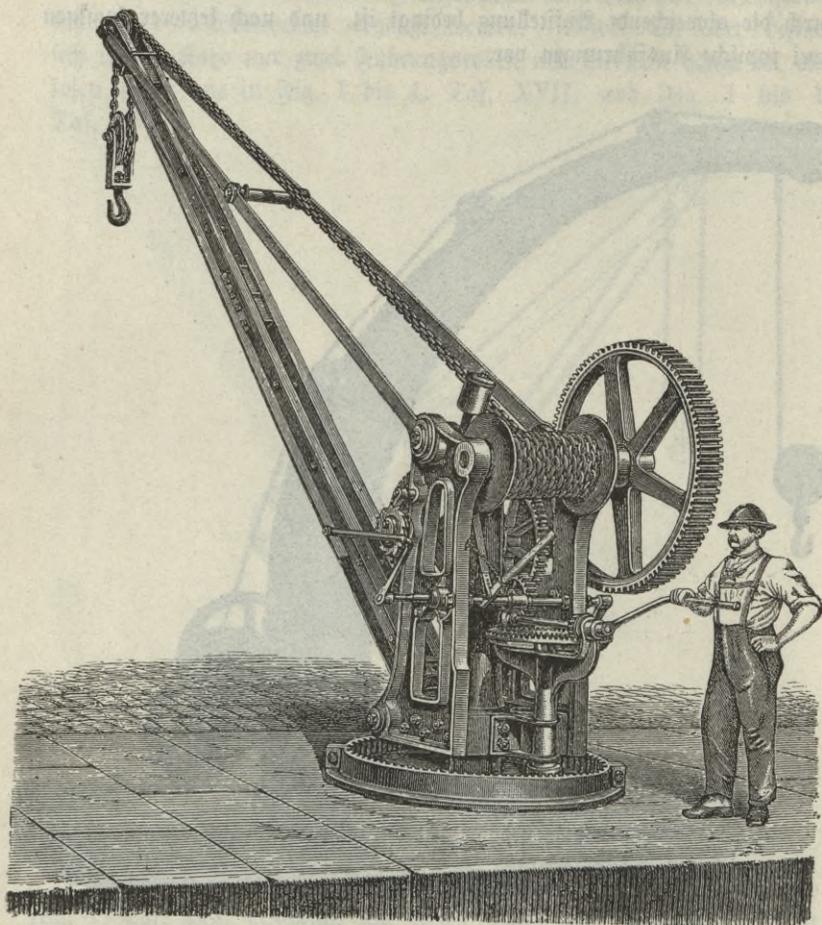


Fig. 36. Großer freistehender Krahn mit Drehung durch Getriebe und Zahnkranz.

Nach dem zweiten Typus ist das Krahnengerüste mit der Krahnensäule in einem Stück hergestellt, letztere reicht in das Fundament herab (Schacht, daher auch Schachtkrahn) und ist unten im Spurlager und in der Höhe des äußeren Arbeitsniveaus bei kleineren Kränen (Fig. 37,

Text) in einem ausgebohrten Halslager, bei größeren Krähnen (Fig. 38, Text) dagegen mittels Frictionsrollen in dem Fundamentkranze gelagert.

Die Fig. 38, Text, gibt zugleich ein Bild eines Dampfkrähnes, bei dem das Windwerk nicht von Hand, sondern durch eine kleine, am Krähngerüste montierte Dampfmaschine angetrieben wird.

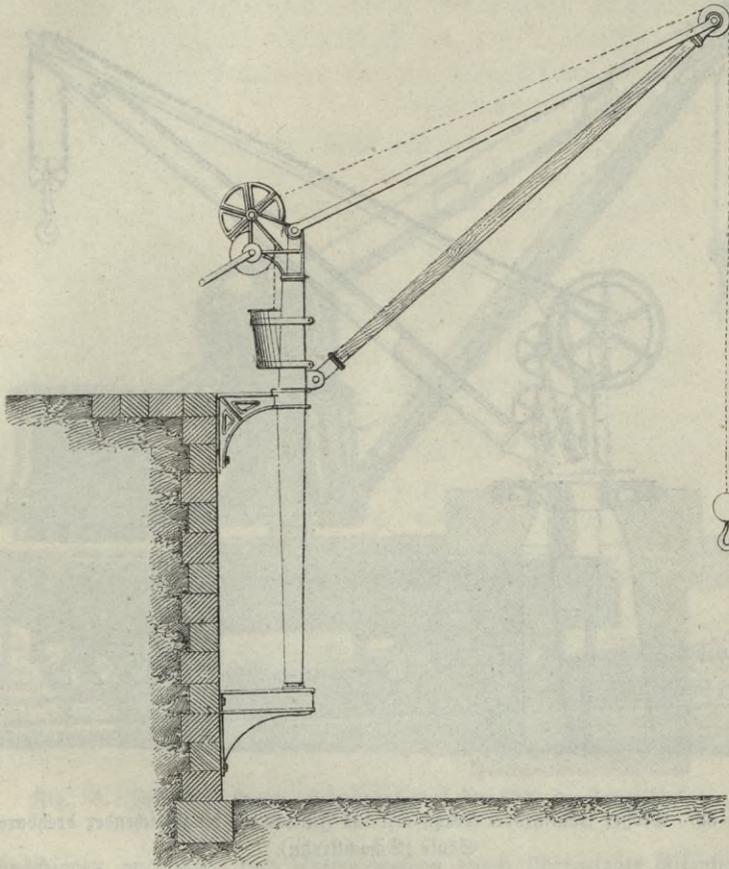


Fig. 37. Kleiner Quaikrahn mit an der Quaimauer montierten Lagern.

Die Krähne mit auf der Fundamentplatte fester aufwärts stehender Krähnsäule werden entweder mit ihrer Fundamentplatte auf ein gemauertes Fundament aus Ziegeln und Quadern aufgeschraubt, wie insbesondere in Fig. 33, Text, zu ersehen und in diesem Falle erscheint das Gewicht

des Fundamentes bei der Stabilitätsberechnung mit in Betracht, oder die Fundamentplatte ist recht breit ausgebildet und frei auf eine Anschotterung gestellt, wie in Fig. 34, Text, zu ersehen und in diesem Falle erscheint nur das Gewicht der gusseisernen Fundamentplatte und ihrer Schotterfüllung bei der Stabilitätsberechnung in Betracht gezogen.

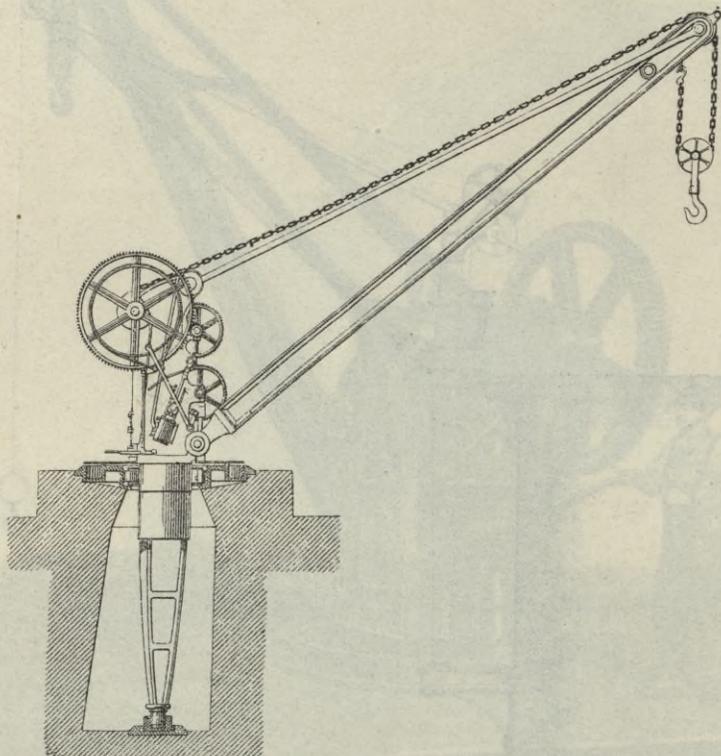


Fig. 38. Großer freistehender Kran mit ins Fundament hinabreichender drehbarer Säule (Schachtkran).

Die Drehung des Krangerüsts erfolgt in gewöhnlichen Fällen wie beim Magazin- und Gießereikran durch Ziehen am Lasthafen, dagegen bei vorhandenen Niveauunterschieden am Arbeitsplatze, wie z. B. bei Kränen am Flussufer, durch Handkurbel und Räderübersehung mit feststehendem Zahnkranz, wie insbesondere in Fig. 36, Text, zu ersehen.

Der fahrbare Krahn oder Eisenbahnkrahn stimmt principiell mit dem freistehenden Krahn mit Fundamentplatte überein, nur befindet sich hier letztere auf einem Wagengestelle und ist der Stabilität wegen, der Strebe gegenüber ein verstellbares Gegengewicht vorhanden. Zum Schutze gegen das Umkippen wird der Wagen durch Zangen an die Eisen-

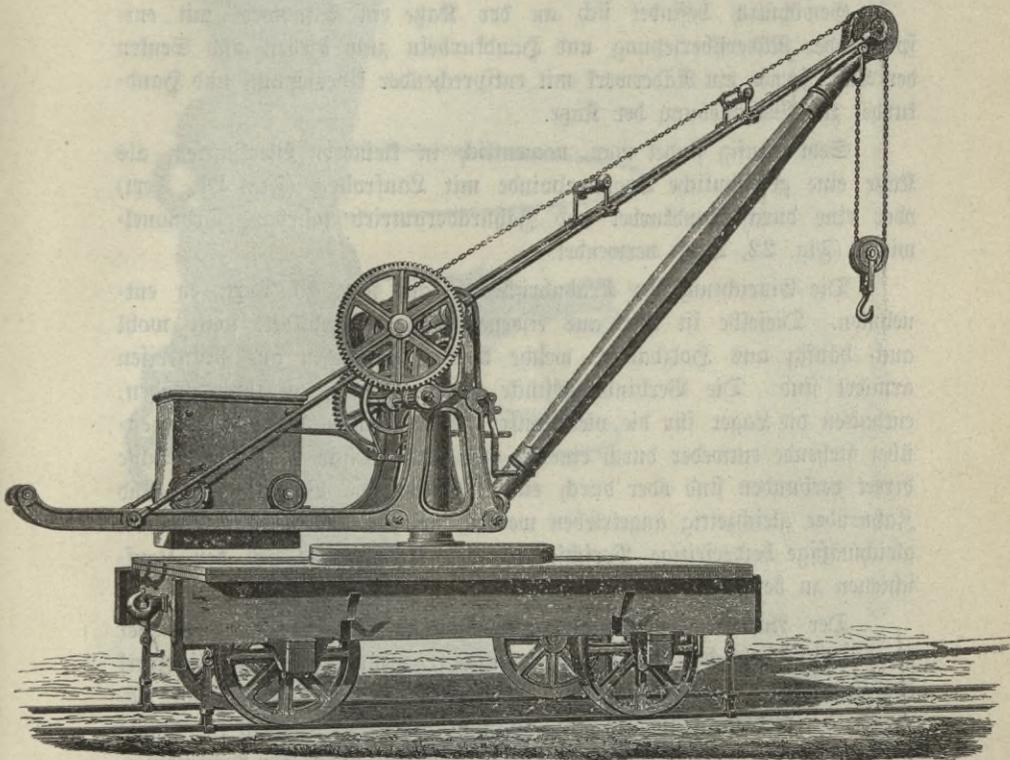


Fig. 39. Fahrbarer Krahn (Eisenbahnkrahn) für 3000 kg Tragfähigkeit.

bahnschienen angehängt und letztere werden durch übergelegte Eisenbahnschienen gegen das Aufreißen geschützt. Fig. 39, Text, zeigt einen solchen Krahn einfachster Art für die meist gebräuchliche Tragfähigkeit von 3000 kg.

Um im Eisenbahnzuge mit dem Krahn durch das Normalprofil fahren zu können, wird die Strebe herabgelassen, sobald der Krahn auf eine andere Station befördert werden soll.

Die Laufkrahne besitzen die Einrichtung zum Heben und Senken der Last und zur Bewegung derselben horizontal nach zwei zu einander senkrechten Richtungen.

Die Krahnkage läuft auf der Krahnbrücke auf Schienen und letztere auf Eisenbahnschienen, welche durch Säulen oder Gebäudemauern gestützt, entsprechend hoch liegen.

Gewöhnlich befindet sich an der Kage ein Windwerk mit entsprechender Räderübersetzung und Handkurbeln zum Heben und Senken der Last, ferner ein Räderwerk mit entsprechender Übersetzung und Handkurbel zur Verschiebung der Kage.

Sehr häufig findet man, namentlich in kleineren Werkstätten, als Kage eine gewöhnliche Trommelwinde mit Laufrollen (Fig. 21, Text) oder eine durch Handkurbel und Zahnräderantrieb fahrbare Trommelwinde (Fig. 22, Text) verwendet.

Die Einrichtung der Krahnbrücke ist aus Fig. 40, Text, zu entnehmen. Dieselbe ist hier aus eisernen Trägern gebildet, sonst wohl auch häufig aus Holzbalken, welche durch Zugtangen aus Rundeseisen armiert sind. Die Verbindungsstücke dieser Träger, an ihren Enden, enthalten die Lager für die vier Laufrollen der Brücke, deren zwei gegenüber stehende entweder durch eine an der Krahnbrücke hingeführte Achse direct verbunden sind oder durch eine durchlaufende Vorgelegewelle und Zahnräder gleichzeitig angetrieben werden, wie in Fig. 40, Text, um die gleichmäßige beiderseitige Verschiebung der Krahnbrücke auf den Laufschienen zu bewirken.

Der Antrieb der Brückenverschiebung erfolgt von der auf der Krahnbrücke stehenden Bedienungsmannschaft, wenn auch das Windwerk der Kage oben angetrieben wird. Weil nun aber das Auf- und Absteigen der Bedienungsmannschaft umständlich und zeitraubend ist, kommt in neuerer Zeit gewöhnlich der Kettenantrieb von unten zur Anwendung, oder, namentlich bei schweren Kränen, der Transmissionsantrieb.

Einen Laufkrahnen, bei welchem sämtliche Bewegungen mittels Kettenrollen und herabhängende Ketten von unten ausgeführt werden und daher das Aufsteigen auf die Krahnbrücke nur behufs Ölung der Lager und überhaupt behufs Instandhaltung der Maschine erforderlich ist, zeigt die Fig. 40, Text, in perspectivischen Bilde nach der Ausführung von Mohr & Federhaff in Mannheim. Die einzelnen Bewegungsmechanismen sind darin leicht in ihrem Zusammenhange zu verfolgen.

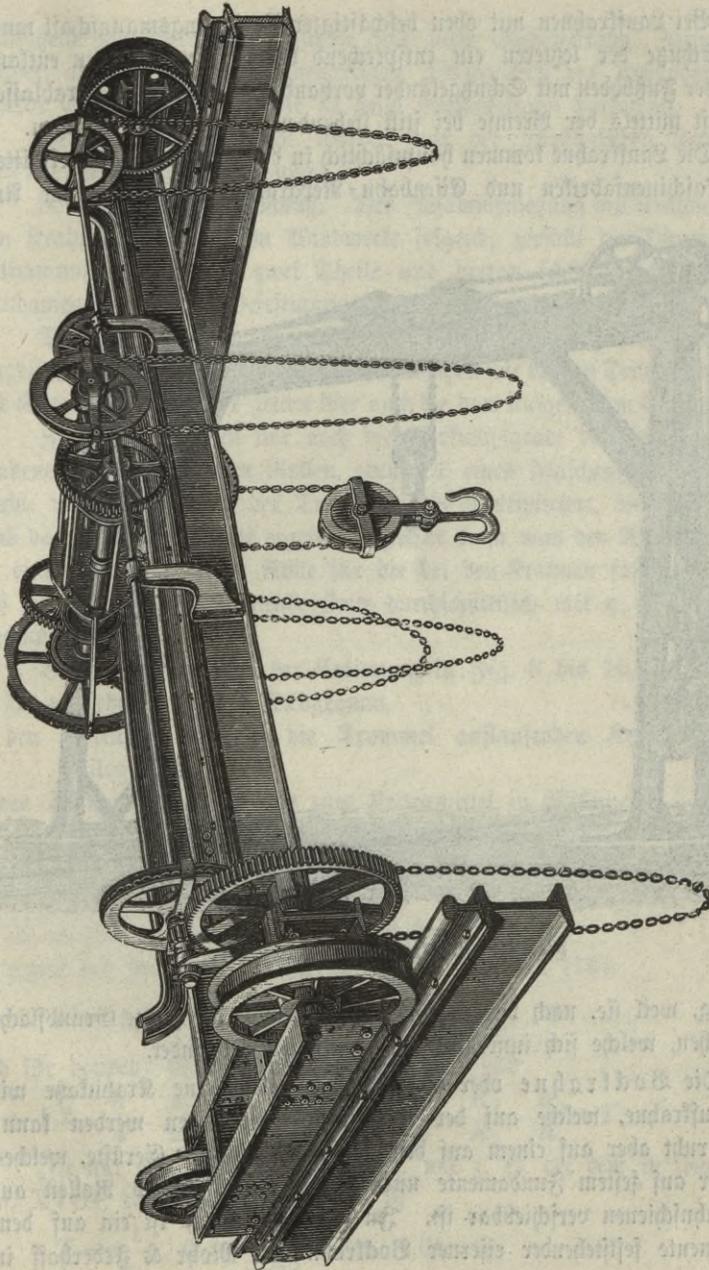


Fig. 40. Laufkrahne mit Antrieb vor unten durch in den Arbeitsraum herabhängende Ketten.

Bei Laufkränen mit oben beschäftigter Bedienungsmannschaft muß zum Schutze der letzteren ein entsprechend breiter, den Trägern entlang laufender Fußboden mit Schuttgeländer vorhanden sein, und das Herablassen der Last mittels der Bremse bei still stehenden Handkurbeln erfolgen.

Die Laufkräne kommen hauptsächlich in den Montierwerksstätten der Maschinenfabriken und Eisenbahn-Reparatur-Werkstätten zur An-

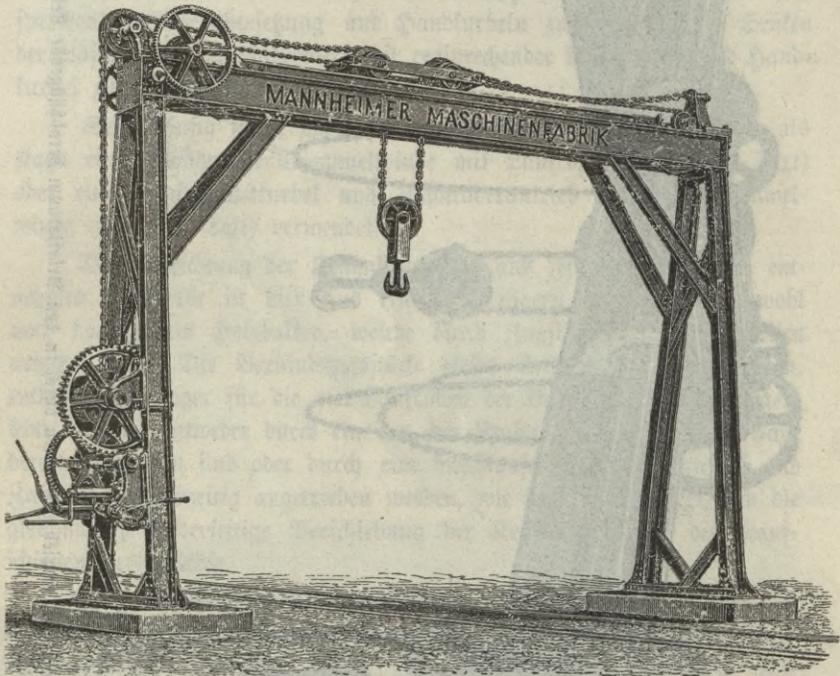


Fig. 41. Bockkran oder Gerüstkran.

wendung, weil sie, nach vorgenannter Einrichtung, die ganze Grundfläche beherrschen, welche sich innerhalb der Lauffschienen befindet.

Die Bockkrane oder Gerüstkrane haben eine Kranfuge wie die Laufkrane, welche auf der Kranbrücke verschoben werden kann; letztere ruht aber auf einem auf den Erdboden gestützten Gerüste, welches entweder auf festem Fundamente unverrückbar oder mittels Rollen auf Eisenbahnschienen verschiebbar ist. In Fig. 41, Text, ist ein auf dem Fundamente feststehender eiserner Bockkran von Mohr & Federhaff in

Mannheim mit Antrieb von unten (wie beim Gießereikrah) dargestellt, welcher, abgesehen von der eigenartigen Construction des Krähngerüstes, dieselbe Einrichtung zeigt, wie sie beim Gießereikrah vorkommt.

Bei schweren Krähen kommt statt der gewöhnlichen Kette die Gall'sche Kette zur Anwendung.

**3. Dimensionsbestimmung.** Der Zusammensetzung des Krähnes aus dem Krähngerüste und dem Windwerke folgend, zerfällt die Dimensionsbestimmung desselben in zwei Theile und hieran schließt sich jene des Fundamentes und der Befestigungsstücke.

Die Dimensionierung des Windwerkes erfolgt bei allen vorgesehrtten Krähen nach denselben Grundfägen wie bei den Trommelwinden und Kettenradwinden und gelten hier auch die dort aufgestellten Gleichungen.

Zu diesen kommen nur noch die Wirkungsgrade der jeweilig vorhandenen fixen oder losen Rollen, eventuell eines Flaschenzuges, in Betracht, welche mit jenem der Trommelwinde multipliciert, den Wirkungsgrad des Krähwindwerkes ergeben. Hiefür kann man den Wirkungsgrad  $\eta_r$  einer fixen oder losen Rolle für die bei den Krähen fast ausschließlich zur Anwendung kommende Kette durchschnittlich mit  $\eta_r = 0,96$  in Rechnung stellen.

Bezeichnet nun nach der Cotierung in Fig. 8 bis 10, Taf. XIX:  $Q$  die zu hebende Last in Kilogramm,  
 $T$  den Kettenzug des auf die Trommel auflaufenden Kettenendes in Kilogramm,

$\rho$  den Trommelhalbmesser bis zum Kettenmittel in Millimeter,

$z_1 z_2 z_3 z_4$  die Zähnezahlen der Übersetzungsräder,

$R_1 R_2 R_3 R_4$  deren Theilkreishalbmesser in Millimeter,

$a$  den Kurbelhalbmesser in Millimeter,

$K$  die wirklich erforderliche Kraft an beiden Kurbeln,

so ergibt sich für einfache Räderübersetzung nach Gl. (131)

$$K = 1,1 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot T = 1,1 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot T \dots \dots (153)$$

und für doppelte Räderübersetzung nach Gl. (132)

$$K = 1,2 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot T = 1,2 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot T \dots \dots (154)$$

Ist nur eine Leitrolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 15, Taf. XVIII, dargestellten Krah, so ist

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot Q = \frac{1}{0,96} \cdot Q \approx 1,04 \cdot Q \dots \dots (155)$$

Sind zwei Rollen vorhanden, eine feste und eine lose, wie in Fig. 4, Tafel XIX und in der schematischen Fig. 8, Taf. XIX, so ist

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{Q}{2} = 1,04^2 \cdot \frac{Q}{2} \sim 1,08 \cdot \frac{Q}{2} \dots (156)$$

Sind zwei feste und eine lose Rolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 5, Taf. XVII, und im Schema in Fig. 10, Taf. XIX, dargestellten Krahn, so ist:

$$T = \left(\frac{1}{\eta_r}\right)^3 \cdot \frac{Q}{2} = 1,04^3 \cdot \frac{Q}{2} \sim 1,12 \cdot \frac{Q}{2} \dots (157)$$

Ist ein Flaschenzug mit  $n$  Rollen und dem Wirkungsgrad  $\eta$  überdies aber eine feste Rolle vorhanden, so ist:

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{Q}{n} \dots (158)$$

Hinsichtlich der Zähnezahlen gilt dasselbe wie bei den Trommelwinden (S. 97), nur kommen hier für  $z_2$  bei einfacher und für  $z_4$  bei doppelter Räderübersehung auch noch größere Zähnezahlen in Anwendung, weil diese Räder durch andere Constructionstheile in ihrer Größe nicht so eingeschränkt sind wie bei den Bauwinden.

Die Kettentrommel wird mit Kettenspur ausgeführt und die Trommellänge nach der, der Aufwindlänge entsprechenden Anzahl der Kettenwindungen bestimmt. Um nicht zu lange Trommeln zu erhalten, wählt man den Trommelhalbmesser auch größer als nach Gl. (134).

Unter Voraussetzung von 4 Männern an beiden Kurbeln mit je 16 kg Kraftäußerung (vergl. die nach Gl. (151 und (152 folgende Bemerkung), also für  $K = 64$  kg geht man mit einfacher Räderübersehung bis zu  $T = 800$  bis 1250 kg.

Darüber hinaus aber kommt doppelte oder dreifache Räderübersehung zur Anwendung.

In solchen Fällen, in welchen eine Überanstrengung des Krahnes durch Heben schwerer Lasten als jene für welche das Krahnengerüste dimensioniert ist, nicht zu befürchten ist, wird die Kraft an den beiden Kurbeln zusammen  $K = 32$  kg, beziehungsweise  $K = 20$  kg und noch kleiner angenommen (vergl. Gl. (151 und (152).

1. Beispiel. An einem freistehenden Krahn für 3000 kg Tragfähigkeit nach Fig. 4 und 5, Taf. XIX, werden folgende Angaben abgenommen:

- $d = 13$  mm = Durchmesser des Ketteneisens,
- $D = 300$  mm = äußerer Trommeldurchmesser,
- $a = 400$  mm = Kurbelhalbmesser,

- $z_1 = 14 =$  Zähnezahl des Getriebes auf der Kurbelwelle,  
 $z_2 = 70 =$  " " eingreifenden Stirnrades,  
 $z_3 = 14 =$  " " Getriebes auf der zweiten Vorgelegewelle,  
 $z_4 = 91 =$  " " eingreifenden Stirnrades auf der Trommelwelle,

Wie groß ist die am Kurbelhalbmesser wirklich erforderliche Kraft  $K$  zum Heben der maximalen Last von 3000 kg?

Da hier die Last an einer losen Rolle hängt und im Strebenkopfe eine Leitrolle (fixe Rolle) vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug nach Gl. (156)

$$T = 1,08 \cdot \frac{Q}{2} = 1,08 \cdot \frac{3000}{2} = 1620 \text{ kg.}$$

In Gl. (154 ist  $\varrho$  der Trommelhalbmesser bis zum Kettenwinkel also

$$\varrho = \frac{1}{2} \cdot D + \frac{1}{2} \cdot \delta = \frac{300}{2} + \frac{13}{2} = 156,5 \text{ mm}$$

und hiemit wird die Kraft an den Kurbeln

$$K = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot T = 1,2 \cdot \frac{156,5}{400} \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{14}{91} \cdot 1620 = 23,4 \sim 24 \text{ kg.}$$

2. Beispiel. Wie lang müßte bei dem im vorhergehenden Beispiele behandelten Krahnen der Kurbelhalbmesser  $a$  werden, wenn die Kraft an den Kurbeln nur  $K = 20 \text{ kg}$  betragen soll?

Die Gl. (132 ergibt die Länge des Kurbelhalbmessers

$$a = 1,2 \cdot \varrho \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{T}{K}$$

und mit dem zuvor berechneten Wert

$$T = 1620 \text{ kg}$$

ergibt sich hiermit

$$a = 1,2 \cdot 156,5 \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{14}{91} \cdot \frac{1620}{20} = 467 \sim 470 \text{ mm.}$$

Da im vorhergehenden Beispiele bereits

$$K = 23,4 \text{ kg für } a = 400 \text{ mm}$$

berechnet ist, so wäre der zu  $K_1 = 20$  gehörige Kurbelhalbmesser  $a_1$  auch, wegen sonst gleich bleibenden Verhältnisse einfacher erhalten worden nach der Gl.

$$a_1 = \frac{K \cdot a}{K_1} = \frac{23,4 \cdot 400}{20} = 468 \sim 470 \text{ mm.}$$

3. Beispiel. Ein Magazinkrahnen nach Fig. 15, Taf. XVIII, mit Kettenradwinde soll für die Last  $Q = 500 \text{ kg}$  ausgeführt werden.

Wie groß muß die Räderüberetzung werden, wenn man mit der Kraft  $K = 20 \text{ kg}$  am Kurbelhalbmesser  $a = 360 \text{ mm}$  die vorgeschriebene maximale Last  $Q = 500 \text{ kg}$  heben soll, und welche Dimensionen müssen die Zahnräder erhalten?

Für die Last  $Q = 500 \text{ kg}$  ergibt sich nach der Tabelle S. 47 der Durchmesser des Kettenreifens  $\delta = 7,5 \text{ mm}$  und wenn eine deutsche oder langgliedrige Kette angewendet wird, die innere Gliedlänge nach Gl. (71

$$l = 3,5 \delta = 3,5 \cdot 7,5 = 26,25 \text{ mm}$$

ferner die innere Gliedbreite nach Gl. (72

$$b = 1,5 \delta = 1,5 \cdot 7,5 = 11,25 \text{ mm}$$

Für ein Kettenrad mit 5 Zähnen ist der Radhalbmesser des Kettenrades bis zum Mittel des flach aufliegenden Kettengliedes nach Gl. (68)

$$\begin{aligned} r &= \frac{1}{2} \cdot (l + d) \cdot \cotg \left( \frac{180^\circ}{z} \right) + \frac{1}{2} \cdot (l - d) \cdot \frac{1}{\sin \left( \frac{180^\circ}{z} \right)} = \\ &= \frac{1}{2} \cdot (26,25 + 7,5) \cdot \cotg 36^\circ + \frac{1}{2} \cdot (26,25 - 7,5) \cdot \frac{1}{\sin 36^\circ} = \\ &= \frac{1}{2} \cdot 33,75 \cdot 1,37638 + \frac{1}{2} \cdot 18,75 \cdot \frac{1}{0,58779} = 23,23 + 15,95 = 39,18 \sim 39,2 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Durch Zeichnung findet man den Radhalbmesser bis zum Mittel des hochgestellt aufliegenden Kettengliedes gleich 41,7 mm und somit im Mittel

$$\rho = \frac{1}{2} \cdot (39,2 + 41,7) = 40,45 \sim 40,5 \text{ mm.}$$

Da hier nur eine feste Rolle am Strebenkopfe vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug  $T$  nach der Gl. (155) mit

$$T = 1,04 \cdot Q = 1,04 \cdot 500 = 520 \text{ kg}$$

und für einfache Räderübersetzung nach Gl. (153)

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,1 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{T}{K} = 1,1 \cdot \frac{40,5}{360} \cdot \frac{520}{20} = 3,22 \sim 3,3.$$

Wählt man nun die Zahnzahl des Getriebes

$$z_1 = 14$$

so ergibt sich jene des Stirnrades

$$z_2 = 3,3 \cdot 14 = 46,2 \sim 46.$$

Nimmt man für Gufseisen nach Gl. 135

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

so erhält man mit

$$\left( \frac{PR}{z} \right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{20 \cdot 360}{14} = 514$$

nach der Gl. (108 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 84 nach der Stichzahl abgerundet

$$\left( \frac{t}{\pi} \right) = 8; t = 25,133 \text{ mm}$$

und somit die Zahnbreite

$$b = \psi t = 2 t = 2 \cdot 25,133 \sim 50 \text{ mm.}$$

4. Beispiel. Es sind die Hauptdimensionen des Windwerkes und die Befestigungsschrauben hierzu für einen nach den Skizzen in Fig. 5 bis 16, Taf. XVII, auszuführenden Magazinskrahnen, für  $Q = 4000 \text{ kg}$  Tragfähigkeit und 3 m Hubhöhe des Lasthafens zu bestimmen.

Hier kommen zwei Leitrollen und eine lose Rolle vor und es ist somit der Kettenzug nach Gl. (157)

$$T = 1,12 \cdot \frac{Q}{2} = 1,12 \cdot \frac{4000}{2} = 2240 \text{ kg}$$

hierfür ergibt sich nach der Tabelle S. 47 der Durchmesser des Ketten eisens

$$\delta = 16 \text{ mm}$$

und nach Gl. (134 der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$e = 10 \delta \text{ bis } 12 \delta,$$

welcher mit Rücksicht auf die Trommellänge  $L$  auch größer genommen werden kann und soll hier gleich diese Bestimmungsart vorgenommen werden. Es werde nun vorausgesetzt, daß letztere  $420 \text{ mm}$  innerhalb der Trommelränder nicht überschreiten soll und daß eine englische oder kurzgliedrige Kette angewendet werde, welche nach Gl. (70 und (72 die Dimensionen

$$l = 2,6 \delta = 2,6 \cdot 16 = 41,6 \text{ mm}$$

$$b = 1,5 \delta = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ mm}$$

erhält. Die Steigung  $s$  (Fig. 6, Taf. XVII) der Kettenwindung wird sonach, wenn man  $5 \text{ mm}$  Zwischenraum zwischen den Gliedern zweier aufeinanderfolgenden Bindungen läßt

$$s = b + 2 \delta + 5 \text{ mm} = 56 + 5 = 61 \text{ mm} \sim 60 \text{ mm}$$

und die Anzahl der Windungen  $n$  auf die Länge  $L$  der Kettentrommel, wenn eine Windung ( $s$ ) mehr als erforderlich bleiben soll, und für den beiderseitigen Zwischenraum zwischen Kettenmittel und Trommelrand ebenfalls  $s$  in Abzug gebracht wird,

$$n = \frac{L - 2s}{s} = \frac{420 - 120}{60} = 5.$$

Weil hier der Lasthaken an einer losen Rolle angehängt erscheint, so ist die Aufwindlänge  $L_a$  der Kette gleich der doppelten Hubhöhe des Lasthakens also

$$L_a = 2 \cdot 3000 = 6000 \text{ mm}$$

und demnach die Länge einer Kettenwindung am Trommelumfang vom Halbmesser  $e$

$$2 \pi e = \frac{L_a}{n} = \frac{6000}{5} = 1200 \text{ mm}$$

woraus der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$e = \frac{1200}{2 \pi} = 196 \sim 200 \text{ mm}.$$

Demnach wird das Verhältnis

$$\frac{e}{\delta} = \frac{200}{16} = 12,5$$

oder

$$e = 12,5 \delta$$

was beibehalten werden kann.

Da hier  $T > 1250 \text{ kg}$ , so wenden wir jedenfalls doppelte Räderüberetzung an und setzen die Kraft an den Kurbeln  $K = 32 \text{ kg}$  und den Kurbelhalbmesser  $a = 450 \text{ mm}$  (Gl. 152).

Hiermit ergibt die Gl. (154 die Räderüberetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1,2 \cdot \frac{e}{a} \cdot \frac{T}{K} = 1,2 \cdot \frac{200}{450} \cdot \frac{2240}{32} = 37,33$$

und wenn man wählt (vergl. S. 130 und S. 97)

$$z_1 = 13$$

$$z_2 = 70$$

$$z_3 = 13$$

so erhält man hieraus

$$z_4 = \frac{37,33 \cdot 13 \cdot 13}{70} = 90,12 \approx 90$$

was als passend beibehalten werden kann.

Zur Berechnung der Zahnteilung nehmen wir für die Räder  $z_1$  und  $z_2$ , weil  $z_2 < 80$  ist nach Gl. (135

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\psi \cdot S = 5$$

und für die Räder  $z_3$  und  $z_4$ , weil  $z_3 > 80$  nach Gl. (136

$$\psi = \frac{b}{t} = 2,5$$

$$S = 2 \text{ kg/mm}^2$$

$$\psi \cdot S = 5$$

und erhalten somit nach Gl. (108 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 84 abgerundet, die Stichzahl, Theilung und Zahnbreite für die Räder  $z_1$   $z_2$  wegen

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{32 \cdot 450}{13} = 1108$$

$$\frac{t}{\pi} = 9$$

$$t = 28,274 \text{ mm}$$

$$b = 2t = 56,5 \approx 55 \text{ mm}$$

und für die Räder  $z_3$   $z_4$  wegen

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{T \cdot \rho}{z_4} = \frac{2240 \cdot 200}{90} = 4978$$

$$\frac{t}{\pi} = 14$$

$$t = 43,982$$

$$b = 2,5 \cdot t = 2,5 \cdot 44 = 110 \text{ mm}$$

die zugehörigen Theilfreisdurchmesser ergeben sich nun der Reihe nach mit

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 9 = 117 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 70 \cdot 9 = 630 \text{ mm}$$

$$D_3 = z_3 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 14 = 182 \text{ mm}$$

$$D_4 = z_4 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 90 \cdot 14 = 1260 \text{ mm.}$$

Die erste Vorgelegewelle erhält für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$  nach der Gl. (15 oder der zugehörigen Tabelle S. 18 für

$$(PR) = K \cdot a = 32 \cdot 450 = 14400$$

den Durchmesser

$$d' = 33 \text{ mm.}$$

Die zweite Vorgelegewelle erhält für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$ , ebenso für

$$(P.R) = K \cdot a \cdot \frac{R_2}{R_1} = K \cdot a \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{32 \cdot 450 \cdot 70}{13} = 77540$$

den Durchmesser

$$d' = 60 \text{ mm.}$$

Die Trommelwelle erhält für  $S' = 3 \text{ kg/mm}^2$  dem Torsionsmomente

$$(R.R) = T \cdot \rho = 2240 \cdot 200 = 448000$$

entsprechend, nach derselben Tabelle, wenn dieses Moment mit dem Reductionsfactor

für  $S' = 2$  gegen  $S' = 3$ , also mit  $\left(\frac{2}{3}\right)$  multipliciert oder durch  $\left(\frac{3}{2}\right)$  dividirt und sonach in der  $(P.R)$  Rubrik die Zahl

$$448000 \cdot \frac{2}{3} = 298670$$

aussucht, den Durchmesser

$$d' = 95 \text{ mm}$$

oder bei directer Berechnung ohne Benützung der Tabelle nach Gl. (13 für  $S' = 3 \text{ kg/mm}$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'} \cdot P \cdot R} = \sqrt[3]{\frac{16}{3,1416 \cdot 3} \cdot 448000} = \sqrt[3]{760500} = 91,3 \sim 95 \text{ mm.}$$

Sperrad und Sperrkegel werden nach den im Capitel „Sperrwerke“ gegebenen Regeln dimensionirt und gezeichnet.

Die lose Rolle und die beiden fixen Rollen oder Leitrollen erhalten alle gleichen Rollenhalmesser  $r$  und zwar nach Gl. (52)

$$r = 10,5 \delta = 10,5 \cdot 16 = 168 \sim 170 \text{ mm.}$$

Die zugehörigen Rollenachsen erhalten nach Gl. (46 den Durchmesser

$$d = 3 \delta = 3 \cdot 16 = 48 \sim 50 \text{ mm,}$$

können übrigens nach Ausführung der Zeichnung nochmals nachgerechnet werden.

Ist in solcher Weise die Dimensionsbestimmung durchgeführt, so ergibt sich die Form und Dimensionierung der Windenschilde dem Gefühle nach in der Zeichnung.

Die Schrauben zur Befestigung der Windenschilde, im vorliegenden Falle an die Krahnfäule, werden so fest angezogen, daß die zwischen Windenschild und Krahnfäule entstehende Reibung zur gegenseitigen Feststellung ausreicht. Man erhält sonach, wenn man vom Eigengewichte des Windwerkes abzieht, als auf Verschiebung wirkende Kraft

$$T = 2240 \text{ kg}$$

und wenn man 6 Schrauben, wie in Fig. 5, Taf. XVII gezeichnet, anwendet und den Zug einer Schraube mit  $P$  bezeichnet und hier den Reibungscoefficient zwischen Holz und Gusseisen

$$\varphi = 0,5$$

in Rechnung setzt (vergl. S. 30) die Gl.

$$6 \cdot P \cdot \varphi = T$$

woraus

$$P = \frac{T}{6 \cdot \varphi} = \frac{2240}{6 \cdot 0,5} = 746,7 \text{ kg}$$

und dem entspricht nach der Tabelle der Schrauben nach Whitworths Scala (Note S. 20) die Schraube Nr. 7 oder  $\frac{7}{8}$  Zoll engl.

Die Dimensionierung des Krahnengerüstes erfolgt nach seiner jeweiligen Form mit Rücksicht auf die Stabilität und Festigkeit.

Bei dem in Fig. 8, Taf. XIX, in schematischer Darstellung gezeichneten Magazinrahnen, mit an der Strebe befestigtem Windwerk erhält man\*) mit den der Cotierung in Fig. 8 bis 10, Taf. XIX, entsprechenden Bezeichnungen:

- $Q$  = zu hebende Last in Kilogramm,  
 $N_1$  = Normaldruck senkrecht zur Achse des Spurlagers im Zapfenmittel,  
 $N_2$  = Normaldruck senkrecht zur Achse des Kopflagers im Zapfenmittel,  
 $N_3$  = verticaler Achsdruck auf den Spurzapfen,  
 $N$  = Druck in die Krahnstrebe,  
 $T$  = Kettenzug,  
 $T_1$  = von den Zugstangen auszuhaltender Zug,

\*) Für die Stabilität des Krahnes ergibt sich, wenn man einmal den Drehpunkt im Spurlager annimmt und statt des Kopflagers eine Kraft  $N_2$  substituiert, die den Krahn gegen das Umfallen stützt, die Momentengleichung

$$N_2 \cdot H = Q \cdot A + G \cdot x$$

wenn man sodann den Drehpunkt in das obere Lager verlegt und statt des Spurlagers eine Kraft  $N_1$  substituiert, die den Krahn gegen das Ausweichen stützt

$$N_1 \cdot H = Q \cdot A + G \cdot x$$

und aus diesen beiden Gleichungen ergibt sich obige Gl. (159), während Gl. (160) sich aus der Erwägung ergibt, daß das Spurlager den Krahn selbst und die daran hängende Last zu stützen habe.

Ist das Windwerk an der Strebe befestigt, so müssen die Kräfte  $T_1$  und  $Q$  ihre Resultierende in der Richtung der Strebenkraft  $N$  haben und somit müssen sich ihre hierzu senkrechten Componenten gegenseitig aufheben und demnach ist, nach Fig. 9, Taf. XIX,

$$T_1 \sin \alpha = Q \sin \gamma$$

woraus sich obige Gl. (161) ergibt.

Ist das Windwerk an der Krahnssäule befestigt, so tritt auch  $T$  in Hinsicht der Aufrechterhaltung der Strebe in Wirksamkeit und es ergibt sich für das Gleichgewicht der zur Strebe senkrechten Componenten nach Fig. 9, Taf. XIX,

$$T_1 \sin \alpha + T \cdot \sin \beta = Q \cdot \sin \gamma$$

woraus obige Gl. (162) folgt.

In beiden Fällen wird die Strebe durch die in ihre Richtung fallenden Componenten von  $T$ ,  $T_1$  und  $Q$  auf Zerknickung beansprucht, da das Windwerk doch ziemlich nahe dem Strebenfuße angebracht ist und dieser Erwägung entspricht die obige Gl. (163).

Die Gl. (164) ergeben sich aus den rechtwinkligen Dreiecken in Fig. 8, Taf. XIX; ebenso die Gl. (170) durch Auflösung des schiefwinkligen Dreiecks  $ABC$  in Fig. 11, Taf. XIX.

- $G$  = Eigengewicht des Krahnes in Kilogramm,  
 $x$  = Entfernung des Krahnschwerpunktes  $O$ , in welchem das Eigengewicht concentriert gedacht werde, von der Drehungsachse der Säule in Millimeter,  
 $A$  = Ausladung des Krahnes bis zum Lasthaken in Millimeter,  
 $A_1$  = Ausladung der Strebe in Millimeter,  
 $H$  = Säulenhöhe, d. i. Entfernung der beiden Zapfenmittel in Millimeter,  
 $h_1$  = untere Schenkellänge der Krahnsäule in Millimeter,  
 $h_2$  = obere Schenkellänge der Krahnsäule in Millimeter,  
 $q$  = Länge der Normalen vom Strebendrehpunkt  $C$  auf die Richtung des Kettenzuges  $T$ ,  
 $q_1$  = Länge der Normalen vom Strebendrehpunkt  $C$  auf die Richtung der Zugstange  $T_1$ ,  
 $L$  = Länge der Strebe in Millimeter,

$$N_1 = N_2 = \frac{Q \cdot A + G \cdot x}{H} \dots \dots \dots (159)$$

$$N_3 = Q + G \dots \dots \dots (160)$$

Für den Fall, als das Windwerk an der Strebe befestigt ist (Fig. 8, Taf. XIX), ergibt sich für die Zugstangen der Zug

$$T_1 = \frac{Q \cdot \sin \gamma}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (161)$$

Ist das Windwerk an der Krahnsäule befestigt (Fig. 10, Taf. XIX), so ergibt sich für die Zugstangen der Zug

$$T_1 = \frac{Q \cdot \sin \gamma - T \cdot \sin \beta}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (162)$$

In beiden Fällen ist ferner der Druck in die Strebe

$$N = T_1 \cdot \cos \alpha + T \cdot \cos \beta + Q \cdot \cos \gamma \dots \dots (163)$$

und für die Bestimmung der Winkel

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= L \cdot \sin \alpha \\ q &= r + L \cdot \sin \beta \\ A_1 &= L \cdot \sin \gamma \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (164)$$

Für annähernde Rechnung kann man setzen

für Magazinfrähne . . .  $G = 0,7 Q$  bis  $0,8 Q \dots \dots (165)$

für Gießereifrähne . . .  $G = 1,1 Q \dots \dots \dots (166)$

und für beide . . .  $x = \frac{1}{4} A \dots \dots \dots (167)$

Beim freistehenden Krahn bezeichnet  $G$  das Gewicht der drehbaren Theile desselben und man kann annähernd setzen:

- für gewöhnliche Krahne  $G = 0,5 Q$  . . . . . (168)
- für Blechkrahn . . .  $G = 0,25 Q$  . . . . . (169)

oder falls nach Fig. 11, Taf. XIX, übereinstimmend mit Fig. 10, Taf. XIX, die Seitenlängen  $a$  und  $b$  des Dreieckes  $ABC$  gegeben sind und  $\gamma$  aus der letzten Gleichung in Gl. (164 berechnet ist, auch

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{a \cdot \sin \gamma}{b - a \cdot \cos \gamma} \\ a &= H - h_1 - h_2 - h_3 \\ b &= L \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (170)$$

Für die Normaldrücke  $N_1 = N_2$  werden die beiden Drehzapfen der Krahnssäule als Stirnzapfen berechnet. Sind dieselben, wie gewöhnlich, aus Schmiedeeisen hergestellt und bezeichnet  $d$  den Zapfendurchmesser und  $l$  die Zapfenlänge,  $P = N_1 = N_2$  den Zapfendruck, so ist nach der Festigkeitslehre

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi \cdot S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P} \dots \dots \dots (171)$$

und man kann nehmen

$$\left. \begin{aligned} S &= 6 \text{ kg/mm}^2 \\ l &= 1,5 d \\ d &= 1,125 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (172)$$

Für den Normaldruck  $N_3$  wird der Spurzapfen berechnet. Ist derselbe, wie gewöhnlich, mittels Stahlplatte armiert und bezeichnet  $d$  den Durchmesser der Lauffläche,  $p$  den Flächendruck in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter und  $P = N_3$  den Normaldruck auf die Lauffläche, so ist für den vollen Zapfen

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = P \dots \dots \dots (173)$$

und man kann nehmen

$$\left. \begin{aligned} p &\leq 1 \text{ kg/mm}^2 \\ d &= \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot p} \cdot P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (174)$$

und speziell für  $p = 1 \text{ kg/mm}^2$  }

$$d = 1,13 \sqrt{P} \dots \dots \dots (175)$$

Für einen hohlen Zapfen auf Metallunterlage kann man den Durchmesser der H6hlung gleich dem halben äußeren Durchmesser der Lauffläche setzen und erhält dann

$$\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = P \dots \dots \dots (176)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{p} \cdot P} \dots \dots \dots (177)$$

Hierbei kann man nehmen für einen Zapfen aus Stahl

$$\left. \begin{aligned} p &= 0,75 \text{ kg/mm}^2 \\ d &= 1,5 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (178)$$

für einen Zapfen aus Schmiedeeisen

$$\left. \begin{aligned} p &= 0,5 \text{ kg/mm}^2 \\ d &= 1,84 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (179)$$

Für den Zug  $T_1$  werden die Zugstangen berechnet. Sind deren, wie gew6hnlich, zwei aus K undeisen vorhanden und bezeichnet  $d$  ihren Durchmesser und  $S$  die zulässige Beanspruchung in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter,  $P = T_1$  den auf sie entfallenden Zug, so ist

$$2 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot S = P \dots \dots \dots (180)$$

Weil nun die Zugstangen der Länge nach gew6hnlich roh bleiben, so ist es angezeigt, der Sicherheit wegen  $S$  klein anzunehmen und kann man nehmen

$$\left. \begin{aligned} S &= 2 \text{ bis } 4 \text{ kg/mm}^2 \\ d &= \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot S} \cdot P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (181)$$

und speciell für  $S = 2 \text{ kg/mm}^2$

$$d = 0,56 \sqrt{P} \dots \dots \dots (182)$$

Die Strebe wird auf Zerknickungsfestigkeit durch den Druck  $N$  beansprucht und ist als an beiden Enden frei drehbar zu betrachten.

Bezeichnet

$W$  das Trägheitsmoment des mittleren Strebenquerschnittes,

$E$  den Elasticitätsmodul des Strebenmaterials,

$L$  die Länge der Strebe wie vorher und

$m = 20$  den Sicherheitscoefficienten,

$P = m \cdot N$  den der Sicherheit wegen gr6 er in Rechnung gestellten Druck in die Strebe,

so ist nach der Festigkeitslehre

$$P = \pi^2 \cdot \frac{W \cdot E}{L^2} \dots \dots \dots (183)$$

und hieraus ergibt sich

$$W = \frac{P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} \dots \dots \dots (184)$$

Den Elasticitätsmodul kann man setzen

für Schmiedeeisen

$$E = 20000 \dots \dots \dots (185)$$

für Gußeisen

$$E = 10000 \dots \dots \dots (186)$$

für Holz

$$E = 1000 \dots \dots \dots (187)$$

Erhält die hölzerne Strebe in der Mitte ihrer Länge einen Kreisquerschnitt (Fig. 16, Taf. XVII) vom Durchmesser  $d$ , so ist

$$W = \frac{\pi}{64} d^4 \dots \dots \dots (188)$$

und hieraus

$$d = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} \cdot W} = 2,13 \sqrt[4]{W} \dots \dots \dots (189)$$

Erhält die hölzerne Strebe in der Mitte ihrer Länge einen quadratischen Querschnitt von der Seitenlänge  $b$ , so wird

$$W = \frac{b^4}{12} \dots \dots \dots (190)$$

und hieraus

$$b = \sqrt[4]{12 W} \dots \dots \dots (191)$$

Für den sehr häufig ausgeführten achteckigen Querschnitt der hölzernen Strebe, dessen umschriebener Kreis den Durchmesser  $d$  hat, ist

$$W = 0,04 d^4 \dots \dots \dots (192)$$

und hieraus

$$d = \sqrt[4]{\frac{W}{0,04}} = 2,24 \sqrt[4]{W} \dots \dots \dots (193)$$

Wird die Strebe aus Gußeisen hergestellt, so erhält sie den Kreuzquerschnitt Fig. 12, Taf. XIX, von der Schenkellänge  $h$  und Dicke  $b$  und hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{b h^3 + b_1 h_1^3}{12} \dots \dots \dots (194)$$

Die Strebe aus Holz oder Gusseisen wird gegen die Enden zu schwächer gehalten, so daß der dem Querschnitt umschriebene Kreis 0,7 bis 0,8 vom Durchmesser des mittleren Kreises erhält.

Wird die Strebe aus Profileisen\*) hergestellt, mit dem Querschnitt nach Fig. 13, Taf. XIX, so ist übereinstimmend mit Fig. 14, Taf. XIX, das Trägheitsmoment

$$W = \frac{b h^3 - (b - b_1) h_1^3}{12} \dots \dots \dots (195)$$

In beiden letzteren Fällen ist der einfachere Vorgang bei der Dimensionsbestimmung der Strebe in der Regel der, daß man sich den Verhältnissen der Zeichnung entsprechend, dem Gefühle nach oder der Erfahrung angepaßt, die Dimensionen des Querschnittes wählt, hiefür nach Gl. (194, beziehungsweise (195) das Trägheitsmoment  $W$  berechnet und probiert, ob hiermit der Gl. (183) entsprochen ist. Ist dies nicht gleich nach den ersten Annahmen der Fall, so wird man leicht die nöthige Dimensionsänderung erkennen. Sehr bequem ist hiefür die Benützung der Tabellen (Note S. 141 bis 144).

\*) Nachfolgende Tabellen enthalten die vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Typen für gewalzte T- und Doppel-T-Träger, □-Eisen und L-Eisen mit den Bezeichnungen in Fig. 12 bis 16, Taf. XXII, nach der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines, XXXIV. Jahrgang. 1882. S. 7.

Tabelle der T-Profile.

Nr. des Profils	Breite $b$	Höhe $h$	Dicke $d$	Querschnitt in Quadrat-Millimeter $f$	Gewicht per Meter in Kilogramm	Entfernung des Schwerpunktes von der Basis in Millimeter	$W$ =Trägheitsmoment bezogen auf die Schwerpunkts-Achse	
							parallel zur Basis	senkrecht zur Basis
3	30	23	4	196	1,5	6,5	8600	9100
4	40	31	5	330	2,6	8,6	26700	26900
5	50	39	6	498	3,9	10,8	63700	63100
6	60	46	7	693	5,4	12,6	123200	127100
7	70	54	8	928	7,2	14,7	231600	230600
8	80	62	9	1197	9,3	16,9	390400	387200
10	100	77	11	1826	14,2	20,8	923400	924000
12	120	92	13	2587	20,2	24,8	1861600	1886500
15	150	116	16	4000	31,2	31,2	4614000	4534100

Die Krahn säule ist auf Biegung beansprucht, und sind für die gefährlichen Querschnitte die Biegemomente ( $N_1 \cdot h_1$ ) und ( $N_2 \cdot h_2$ ) und die anzuwendende Festigkeitsformel lautet, wenn  $P$  statt  $N_1$  und  $N_2$  und  $l$  statt  $h_1$  und  $h_2$  gesetzt wird und  $Z = \frac{W}{e}$  den Querschnittsmodul vorstellt

$$P \cdot l = S \cdot \frac{W}{e} = S \cdot Z \dots \dots \dots (196)$$

Hiefür wird auch die bekannte graphische Darstellung des Momentendiagrammes zur Förderung der Vorstellung dienen. Ist das Windwerk an der Krahn säule fest, so wird hierbei unter Umständen auch der Kettenzug  $T$  in Betracht zu ziehen sein.

Für  $h_1 = h_2 = 0$  erhält man den Magazinskrahnen ohne Säule, welcher in Fig. 10 bis 12, Taf. XVI, dargestellt ist.

Die Beanspruchung  $S$  in der stärksten gespannten Faser der auf Biegung beanspruchten Säule kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen setzen für Schmiedeseisen

$$S = 5 \text{ bis } 7 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (197)$$

für Gußeisen

$$S = 2 \text{ bis } 3 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (198)$$

Tabelle der  $\square$ -Profile.

Nr. des Profils	Höhe $h$	Breite der Flanschen $b$	Stegdicke $\delta$	Flanschen dicke $d$	Querschnitt in Quadrat-Millimeter	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheitsmoment $W$	Querschnittsmodul $Z = \frac{2W}{h}$
					$f$			
<b>6</b>	60	40	5,5	8,0	882	6,9	475100	15840
<b>8</b>	80	45	6,0	9,0	1182	9,2	1145400	28640
<b>10</b>	100	50	6,5	9,5	1477	11,5	2240200	44800
<b>12</b>	120	55	7,0	10,5	1848	14,4	4038800	67310
<b>14</b>	140	60	7,5	11,0	2205	17,2	6531700	93310
<b>16</b>	160	65	8,0	12,0	2648	20,7	10238300	127980
<b>18</b>	180	70	8,5	12,5	3068	23,9	14935100	165950
<b>20</b>	200	75	9,0	13,5	3582	27,9	21522600	215230
<b>22</b>	220	80	9,5	14,0	4064	31,7	29404100	267310
<b>24</b>	240	85	10,0	15,0	4650	36,3	40038800	333660
<b>26</b>	260	90	10,5	15,5	5195	40,5	52260400	402000
<b>28</b>	280	95	11,0	16,5	5852	45,6	68302100	487870
<b>0</b>	300	100	11,5	17,0	6459	50,4	86194400	574630

für Holz

$$S = 0,5 \text{ bis } 0,7 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (199)$$

Beim Gießereikrahn gelten für die Stellung der Kage über dem Strebenkopfe (Fig. 6, Taf. XIX) alle vorstehenden Gleichungen, wobei der Ausleger an die Stelle der Zugstangen tritt und besondere Stützen und Nebenstreben, die zur Verhinderung der Durchbiegung der Strebe angebracht werden, außer Betracht bleiben. Die Stirnzapfen aber werden für die Ausladung  $A$  (Fig. 7, Taf. XIX) und der Ausleger auf Biegung berechnet und ist hierbei die bekannte graphische Darstellung des Momentendiagrammes für die besonderen Stellungen der Krahnkage der Vorstellung bezüglich dieser Beanspruchung recht förderlich.

Beim freistehenden und beim fahrbaren Krahn hat man nur noch zu beachten, daß  $H$  die Höhe der Krahnsäule vom Mittel des Spurzapfens als Stirnzapfen, bis zum Mittel des Halszapfens bezeichnet, wie in den schematischen Darstellungen in Fig. 9 und 10, Taf. XXII, cotiert.

Die Drücke  $P_1$  und  $P_2$  auf die Frictionsrollen werden wie in Fig. 11, Taf. XXII, für den betreffenden Normaldruck  $N_1$  graphisch bestimmt.

Tabelle der I-Profile.

Nr. des Profils	Höhe $h$	Breite der Flan- schen $b$	Steg- dicke $\delta$	Flan- schen- dicke $d$	Querschnitt in Dabrat- Millimeter $f$	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits- Moment $W$	Quer- schnitts- Modul $Z = \frac{2W}{h}$
<b>8</b>	80	52	4,0	6,0	900	7,0	961000	24000
<b>10</b>	100	60	4,5	7,0	1230	9,6	2058000	41200
<b>13</b>	130	72	5,5	8,5	1850	14,4	5186000	79900
<b>16</b>	160	84	6,5	9,5	2510	19,6	10568000	132100
<b>18</b>	180	90	7,0	11,0	3090	24,1	16459000	182900
<b>20</b>	200	96	8,0	12,0	3710	28,9	24020000	240200
<b>22</b>	220	102	9,0	13,0	4400	34,3	33922000	308400
<b>24</b>	240	108	9,5	14,5	5140	40,1	47307000	394200
<b>24a</b>	240	135	9,5	14,5	5920	46,2	57275000	477300
<b>26</b>	260	114	10,5	15,5	5940	46,3	63394000	487600
<b>28</b>	280	120	11,0	17,0	6790	52,9	84297000	602100
<b>28a</b>	280	150	11,0	17,0	7810	60,9	101960000	728300
<b>30</b>	300	126	12,0	18,0	7700	60,1	108702000	724700
<b>32</b>	320	132	13,0	19,0	8680	67,7	138059000	862900
<b>35</b>	350	141	14,0	21,0	10230	79,8	194556000	1111800
<b>40</b>	400	156	16,0	24,0	13120	102,3	323168000	1615800

Bei dem Laufkrahnen und Bockkrahnen ist die Krahnenbrücke auf Biegung beansprucht und darnach in bekannter Weise zu dimensionieren.

1. Beispiel. Bei einem Magazinkrahnen nach Fig. 5, Taf. XVII, für 4000 kg Tragfähigkeit, mit runder hölzerner Strebe wurden folgende in Fig. 10 und 11, Taf. XIX, cotierte Dimensionen abgenommen:

- Länge der Strebe. . . . .  $L = 5200 \text{ mm}$
- Länge des Zwischenstückes der Säule . . . .  $H - h_1 - h_2 - h_3 = 3130 \text{ mm}$
- Ausladung der Strebe. . . . .  $A_1 = 3330 \text{ mm}$

Es ist der Durchmesser jeder der beiden Zugstangen und der mittlere und Enddurchmesser der Strebe zu bestimmen.

Weil die Kettenrollen am Kopf der Krahnenstrebe und an der Krahnen Säule gleiche Durchmesser erhalten, so ist die über beide laufende Kette parallel zur Zugstange und somit ist

$$\sphericalangle \beta = \alpha$$

und beide Winkel können aus dem Dreieck  $ABC$  Fig. 11, Taf. XIX, bestimmt werden, sobald  $\sphericalangle \gamma$  bekannt ist. Letzterer ergibt sich aus der Gl. (164)

$$\sin \gamma = \frac{A_1}{L} = \frac{3330}{5200} = 0,6404$$

wonach mit Hilfe der trigonometrischen Tabelle abgerundet

$$\gamma = 39^\circ 50'.$$

Tabelle für die Profile der gleichschenkeligen Winkel.

Schenkel-		Querschnitt in Quadrat- Millimeter $f$	Gewicht per Meter in Kilogramm	Schenkel-		Querschnitt in Quadrat- Millimeter $f$	Gewicht per Meter in Kilogramm
Länge $L$	Dicke $d$			Länge $L$	Dicke $d$		
in Millimeter				in Millimeter			
20	3	111	0,9	60	8	896	7,0
20	4	144	1,1	70	7	931	7,3
25	3	141	1,1	70	8	1056	8,2
25	4	184	1,4	70	10	1300	10,1
30	4	224	1,8	80	8	1216	9,5
30	5	275	2,1	80	10	1500	11,7
35	4	264	2,1	80	12	1776	13,8
35	5	325	2,5	90	9	1539	12,0
40	5	375	2,9	90	11	1859	14,5
40	6	444	3,5	90	13	2171	16,9
45	5	425	3,3	100	10	1900	14,8
45	6	504	3,9	100	12	2256	17,6
50	6	564	4,4	100	14	2604	20,3
50	7	651	5,1	120	11	2519	19,6
60	6	684	5,3	120	13	2951	23,0
60	7	791	6,2	120	15	3375	26,3

Nun sind für das Dreieck  $ABC$  (Fig. 11, Taf. XIX) zwei Seiten und der von ihnen eingeschlossene Winkel bekannt, nämlich

$$a = H - h_1 - h_2 - h_3 = 3130 \text{ mm}$$

$$b = L = 5200 \text{ mm}$$

$$\sphericalangle C = \gamma = 39^\circ 50'$$

und ergibt sich somit der Winkel  $\alpha$  aus der Gl. (170)

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{a \cdot \sin \gamma}{b - a \cdot \cos \gamma} = \frac{3130 \cdot \sin 39^\circ 50'}{5200 - 3130 \cdot \cos 39^\circ 50'} = \\ &= \frac{3130 \cdot 0,6404}{5200 - 3130 \cdot 0,7679} = \frac{2004,5}{2796,5} = 0,7168 \end{aligned}$$

sonach abgerundet

$$\alpha = \beta = 35^\circ 40'.$$

Der Kettenzug kann hier ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände angenommen werden

$$T = \frac{1}{2} \cdot Q = 2000 \text{ kg}$$

und man erhält nun den Zug  $T_1$  den die Zugstangen auszuhalten haben nach Gl. (162)

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{Q \sin \gamma - T \sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{4000 \cdot \sin 39^\circ 50' - 2000 \cdot \sin 35^\circ 40'}{\sin 35^\circ 40'} = \\ &= \frac{4000 \cdot 0,6404 - 2000 \cdot 0,5830}{0,5830} = \frac{1395,6}{0,5830} = 2393 \sim 2400 \text{ kg} \end{aligned}$$

Tabelle der  $\Omega$ -Profile.

Nr. des Profils	Breite $B$	Innerer Durchmesser $D$	Höhe $h$	Fußbreite $b$	Kopfbreite $b_1$	Fußdicke $d$	Kopfdicke $d_1$	Bogendicke $\delta$
	in Millimeter							
<b>16</b>	160	100	55	30	45	6	5	4
<b>21</b>	210	135	75	37,5	60	8,5	7,5	5
<b>24</b>	240	156	87	42	69	10	9	5,5
<b>26</b>	260	170	95	45	75	11	10	6

Nr. des Profils	Entfernung des Schwerpunktes von der Basis $e$	Querschnitt in Quadrat-Millimeter	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheitsmoment $W$	Querschnitts-Modul $Z = W: e$ oder $Z = W:(h-e)$
	in Millimeter				
<b>16</b>	26,6	1086	8,5	456900	16100
<b>21</b>	37,0	1934	15,1	1515200	39900
<b>24</b>	43,0	2524	19,7	2696200	61300
<b>26</b>	47,3	3023	23,6	3826200	80300

womit für  $S = 2 \text{ kg/mm}^2$  nach Gl. (182) der Durchmesser jeder der beiden Zugstangen für  $P = T_1 = 2400 \text{ kg}$

$$d = 0,56 \sqrt{P} = 0,56 \cdot \sqrt{2400} = 27,4 \sim 30 \text{ mm.}$$

Der Druck in die Strebe  $R$  ergibt sich nun nach Gl. (163)

$$\begin{aligned} R &= T_1 \cos \alpha + T \cos \beta + Q \cos \gamma = 2400 \cdot \cos 35^\circ 40' + \\ &\quad + 2000 \cdot \cos 35^\circ 40' + 4000 \cdot \cos 39^\circ 50' = \\ &= 4400 \cdot 0,8124 + 4000 \cdot 0,7679 = 6646 \sim 6650 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Setzt man nun der Sicherheit wegen

$$P = 20 \cdot R = 20 \cdot 6650 = 133000 \text{ kg}$$

so ergibt die Gl. (184) das Trägheitsmoment  $W$  des mittleren Strebenquerschnittes, wenn für Holz der Elastizitätsmodul nach Gl. (187) gesetzt wird

$$E = 1000$$

$$W = \frac{P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{133000 \cdot 5200^2}{9,8696 \cdot 1000} = 364383500 \sim 364400000$$

und weil hier die Strebe einen Kreisquerschnitt erhält, so ergibt sich dessen Durchmesser  $d$  aus Gl. (189)

$$d = 2,13 \sqrt[4]{W} = 2,13 \cdot \sqrt[4]{364400000} \sim 300 \text{ mm}$$

und die Strebenenden erhalten den Durchmesser

$$d_0 = 0,7 d \text{ bis } 0,8 d = 210 \text{ mm bis } 240 \text{ mm}$$

wovon hier

$$d_0 = 210 \text{ mm}$$

beibehalten werden mag, um etwas leichtere Armierungsstücke zu erhalten.

2. Beispiel. Es sind die Dimensionen der Drehzapfen für die Krahnssäule eines Magazinrahnes für 4000 kg Tragfähigkeit nach Fig. 5, Taf. XVII, zu bestimmen, wenn nach der Cotierung in Fig 10, Taf. XIX, gegeben sind:

$$\text{Ausladung des Rahnes} \dots A = 3600 \text{ mm}$$

$$\text{Höhe der Krahnssäule} \dots H = 4100 \text{ mm}$$

Schätzt man das Eigengewicht  $G$  des Rahnes nach Gl. (165)

$$G = 0,7 Q = 0,7 \cdot 4000 = 2800 \text{ kg}$$

und die Schwerpunktsentfernung

$$x = \frac{1}{4} A = \frac{1}{4} \cdot 3600 = 900 \text{ mm}$$

so erhält man nach Gl. (159) die Zapfendrucke

$$\begin{aligned} R_1 = R_2 &= \frac{Q \cdot A + G \cdot x}{H} = \frac{4000 \cdot 3600 + 2800 \cdot 900}{4100} = \\ &= 4126,8 \sim 4130 \text{ kg} \end{aligned}$$

und hierfür wird der Durchmesser des Stirnzapfens nach Gl. (172) wenn  $P = R_1 = R_2 = 4130 \text{ kg}$  gesetzt wird

$$d = 1,125 \sqrt{4130} = 72 \sim 75 \text{ mm}$$

und die Zapfenslänge

$$l = 1,5 d = 1,5 \cdot 75 = 112,5 \sim 110 \text{ mm.}$$

Der Zapfendruck für den Spurzapfen wird nach Gl. (160)

$$R_3 = Q + G = 4000 + 2800 = 6800 \text{ kg}$$

und bei Anwendung eines vollen Spurzapfens, welcher hier wegen langsamer Drehung der Krähnsäule angewendet werden kann, mit Stahlarmierung, für den Abnutzungsdruck

$$p = 1 \text{ kg/mm}^2$$

nach Gl. (175 der Zapfendurchmesser,

$$d = 1,13 \sqrt{P} = 1,13 \sqrt{6800} = 93,2 \sim 95 \text{ mm.}$$

3. Beispiel. Es sind die Dimensionen des Gabelzapfens zur Verbindung der Strebe mit dem Säulenarmierungsstück zu bestimmen für den im vorstehenden 1. Beispiel behandelten Krahn.

Bezeichnet, wie in Fig. 8, Taf. XVII, cotiert  $d_3$  den Durchmesser und  $l_3$  die Länge des Gabelzapfens,  $d$  und  $l$  die Dimensionen des gleichwertigen Stirnzapfens,  $P = N = 6650 \text{ kg}$  die Belastung, so erhält man für  $S = 7,5 \text{ kg/mm}^2$  nach Gl. (14

$$d = 0,879 \sqrt[3]{P \cdot l}$$

und wenn man der soweit ausgeführten Zeichnung in Fig. 8, Taf. XVII,

$$l_3 = l = 150 \text{ mm}$$

entnimmt, so ergibt sich

$$d = 0,879 \cdot \sqrt[3]{6650 \cdot 150} = 87,8 \sim 90 \text{ mm}$$

und nach Gl. (35

$$\frac{d_3}{d} = 0,63 \cdot \sqrt{\frac{l_3}{l}} = 0,63$$

$$d_3 = 0,63 \cdot d = 0,63 \cdot 90 = 56,7 \sim 60 \text{ mm}$$

was beibehalten werden kann.

4. Beispiel. Ein eiserner Gießereikrahne nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XVIII, für 2000 kg Tragfähigkeit erhält mit den Bezeichnungen nach Fig. 6 und 7, Taf. XIX, folgende Dimensionen:

$$\text{Ausladung der Strebe} \dots \dots \dots A_1 = 3300 \text{ mm}$$

$$\text{Größte Ausladung des Lasthakens} \dots \dots \dots A = 4200 \text{ mm}$$

$$\text{Höhe der Krähnsäule} \dots \dots \dots H = 5800 \text{ mm}$$

$$\text{Untere Schenkellänge} \dots \dots \dots h_1 = 120 \text{ mm}$$

$$\text{Obere Schenkellänge} \dots \dots \dots h_2 = 200 \text{ mm.}$$

Es sind die Dimensionen des oberen Drehzapfens der Krähnsäule und der Querschnitte der Strebe und des Auslegers zu bestimmen.

Nach Gl. (159 ist der Zapfendruck

$$N_2 = \frac{Q \cdot A + G \cdot x}{H}$$

und wenn man nach Gl. (166 und (167 nimmt

$$G = 1,1 Q = 2200 \text{ kg}$$

$$x = \frac{1}{4} A = \frac{1}{4} \cdot 4200 = 1050 \text{ mm.}$$

$$N_2 = \frac{2000 \cdot 4200 + 2200 \cdot 1050}{5800} = 1847 \sim 1850 \text{ kg}$$

hiermit wird nach Gl. (172 der Zapfendurchmesser

$$d = 1,125 \sqrt{P} = 1,125 \sqrt{1850} = 48,2 \sim 50 \text{ mm}$$

und die Zapfenlänge

$$l = 1,5 d = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ mm.}$$

Steht die Krahnkrake in der äußersten Stellung, wie in Fig. 7, Taf. XIX, so ist

$$A_2 = A - A_1 = 900 \text{ mm}$$

und wenn  $\frac{W}{e} = Z$  der Querschnittsmodul und  $S$  die Beanspruchung pro  $1 \text{ mm}^2$  des Auslegers bezeichnet, so gilt die Festigkeitsgleichung

$$Q \cdot A_2 = S \cdot \frac{W}{e} = S \cdot Z$$

woraus für  $S = 7 \text{ kg/mm}^2$

$$Z = \frac{Q \cdot A_2}{S} = \frac{2000 \cdot 900}{7} \sim 257000.$$

Da nun der Ausleger aus zwei gleichliegenden  $\square$ -Trägern besteht, wie in Fig. 9, Taf. XVIII, ersichtlich, so entfällt auf einen die Hälfte, nämlich

$$Z_1 = \frac{Z}{2} = 128500$$

und diesem entspricht nach der Tabelle der  $\square$ -Profile (Note S. 141, Tabelle S. 142) das Profil Nr. 16, mit ( $Z_1 = 127980$ )

Profilhöhe . . . . .  $h = 160 \text{ mm}$

Flanschenbreite . . . . .  $b = 65 \text{ mm}$

Stegdicke . . . . .  $\delta = 8 \text{ mm}$

Flanschendicke . . . . .  $d = 12 \text{ mm}$

welches als passend beibehalten werden kann.

Steht die Krahnkrake im Mittel der Strebenausladung  $A_1$ , so ist das Biegemoment

$$\frac{Q \cdot A_1}{4} = S \cdot Z$$

und somit die dort herrschende Beanspruchung wegen nunmehr beibehaltenem

$$Z = 2 \cdot 127980 = 255960 \sim 256000$$

$$S = \frac{Q \cdot A}{4 \cdot Z} = \frac{2000 \cdot 3300}{4 \cdot 256000} = 6,44 \sim 6,5 \text{ kg/mm}^2$$

also kleiner als bei der äußersten Stellung der Krake, somit zulässig, und das gewählte Profil kann beibehalten werden.

Für den Druck in die Strebe gilt die Gl. (163, wobei der Zug  $T_1$  durch den Ausleger auszuhalten kommt.

Nun ist nach Fig. 1, Taf. XVII, und Fig. 6, Taf. XIX, mit den früheren Bezeichnungen

$$\sphericalangle \alpha = \beta$$

und

$$\alpha + \gamma = 90^\circ$$

somit aus dem rechtwinkligen Dreieck

$$H - h_1 - h_2 = A_1 \cdot \text{tg } \alpha$$

und hieraus

$$\text{tg } \alpha = \frac{H - h_1 - h_2}{A_1} = \frac{5800 - 120 - 200}{3300} = \frac{5480}{3300} = 1,6606.$$

Demnach ergibt sich abgerundet

$$\alpha = \beta = 59^\circ$$

$$\gamma = 90 - \alpha = 31^\circ$$

und hiermit aus Gl. (162, wenn annähernd  $T = \frac{1}{2} Q = 1000 \text{ kg}$  genommen wird

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{Q \sin \gamma - T \sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{2000 \cdot \sin 31^\circ - 1000 \cdot \sin 59^\circ}{\sin 59^\circ} = \\ &= \frac{2000 \cdot 0,5150 - 1000 \cdot 0,8572}{0,8572} = 202 \text{ kg} \end{aligned}$$

und nach Gl. (163 der Druck in die Strebe

$$N = T_1 \cdot \cos \alpha + T \cdot \cos \beta + Q \cdot \cos \gamma = 202 \cdot \cos 59^\circ + 1000 \cdot \cos 59^\circ + 2000 \cdot \cos 31^\circ = 1202 \cdot 0,5150 + 2000 \cdot 0,8572 = 2333,4 \sim 2340 \text{ kg}$$

und für Gl. (185

$$P = 20 \cdot N = 46800 \text{ kg}$$

$$E = 20000$$

nach Gl. (184 das Trägheitsmoment des Strebenquerschnittes, mit

$$L = \sqrt{5480^2 + 3300^2} = 6400 \text{ mm}$$

$$W = \frac{P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{46800 \cdot 6400^2}{9,8696 \cdot 20000} \sim 9710000$$

In der äußersten Stellung der Krahne wird der Verticaldruck auf die Strebe um den Gegendruck in der Krahnsäule

$$Q_1 = Q \cdot \frac{A_2}{A_1} = Q \cdot \frac{900}{3300} = 0,273 Q$$

vermehrt und beträgt sonach

$$Q_2 = 1,273 Q$$

und dem trägt man annähernd Rechnung, wenn man  $W$  in demselben Verhältnisse vergrößert und setzt

$$W = 1,273 \cdot 971000 = 12360000.$$

Weil aber zwei gleich gestellte  $\square$ -Eisen in der Strebe sind, so entfällt auf eines

$$W_1 = \frac{1}{2} W = 6180000$$

und dem entspricht (Tabelle S. 142) das Profil Nr. 14 mit dem Trägheitsmomente

$$W = 6531700$$

mit den Dimensionen

$$\text{Profilhöhe} \dots \dots \dots h = 140 \text{ mm}$$

$$\text{Flanschenbreite} \dots \dots \dots b = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Stegbreite} \dots \dots \dots d = 7,5 \text{ mm}$$

$$\text{Flanschendicke} \dots \dots \dots d = 11 \text{ mm}$$

Mit Rücksicht darauf, daß hier das Windwerk an der Strebe befestigt ist und diese sonach durch den Kettenzug eine Durchbiegung erfährt, ist für die Strebe ein etwas stärkeres Profil angezeigt und wird obiges Nr. 16 wie für den Ausleger beibehalten.

Die Dimensionierung des Fundamentes erfolgt mit Rücksicht auf die Stabilität, wobei im allgemeinen der Druck des anschließenden Erdbodens außer Betracht bleiben kann.

Bezeichnet bei dem in Fig. 17, Taf. XXII, schematisch dargestellten Fundament eines Magazinrahnes

$G_1$  das Gewicht des Fundamentmauerwerkes in Kilogramm,\*)

$h$  die Fundamenttiefe bis zu den Ankerplatten der Fundamentschrauben in Millimeter,

$b$  die halbe Fundamentbreite, wenn das Fundament als prismatischer Körper von quadratischer Grundfläche gedacht wird, in Millimeter,

$N_3$  = Verticaldruck auf den Spurzapfen in Kilogramm,

$N_1$  = horizontaler Schub, welcher das Fundament umtippen will, in Kilogramm,

$H_1$  = Höhe ihres Angriffspunktes über der Fundamentsohle in Millimeter,

so erhält man für die Stabilität

$$N_1 \cdot H_1 = (N_3 + G_1) \cdot b \quad \dots \dots \dots (200)$$

und hieraus

$$G_1 > \frac{N_1 \cdot H_1}{b} - N_3 \quad \dots \dots \dots (201)$$

Gewöhnlich nimmt man hierfür

$$H_1 = 2 \cdot b \quad \dots \dots \dots (202)$$

Aus  $G_1$  ergeben sich dann bei bekanntem spezifischen Gewichte des Mauerwerkes die Dimensionen  $b$  und  $h$  desselben und darnach wird das Fundament mit entsprechenden Absätzen von  $\frac{1}{2}$  oder 1 Ziegelbreite vom Mittel der Höhe  $h$  nach unten breiter, nach oben schmaler als  $b$  oder von oben mit  $b$  beginnend für die Ausführung gezeichnet, wie in Fig. 18, Taf. XXII, dargestellt. Die Ankerkanäle erhalten quadratischen Querschnitt mit 225—300 mm Seitenlänge, wenn die Fundamentschrauben nicht gleich bei Aufmauerung des Fundamentes mit eingemauert werden.

Die Größe der Auslagfläche der Spurlagerplatte auf dem Fundament und die Größe der Anlagfläche der Ankerplatten der Fundamentschrauben, sowie der Gegenplatten von Mauererschrauben ist mit Rücksicht auf den Flächendruck zu berechnen.

Bezeichnet

$P$  den Normaldruck auf die ganze Fläche in Kilogramm,

$p$  den Druck pro 1 mm<sup>2</sup> in Kilogramm,

$F$  die Druckfläche in Quadratmillimeter,

\*) Siehe hierüber Note S. 3.

so ist

$$P = F \cdot p \quad \dots \dots \dots (203)$$

und hieraus

$$F = \frac{P}{p} \quad \dots \dots \dots (204)$$

und man kann nehmen

für Gufseisen auf Ziegelmauerwerk

$$p = 0,01 \text{ bis } 0,02 \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \dots \dots (205)$$

für Gufseisen auf Quadern

$$p = 0,05 \text{ bis } 0,08 \text{ kg/mm}^2 \quad \dots \dots \dots (206)$$

Bezeichnet für den freistehenden Krahn ohne gemauertes Fundament (Fig. 34, Text, und Fig. 19, Taf. XXII),

$G_1$  das Gewicht der Fundamentplatte sammt der darauf festen Krahnfäule und der Schotterfüllung der Platte in Kilogramm,

$b$  die halbe Fundamentbreite, wenn wieder das Fundament als prismatischer Körper von quadratischer Grundfläche gedacht wird, in Millimeter,

$G$  das Gewicht der drehbaren Theile des Krahnes in der Entfernung  $x$  von der Drehungsachse in Kilogramm,

$Q$  die Last in Kilogramm,

$A$  die Ausladung des Lasthakens in Millimeter,

so erhält man für die Stabilität

$$Q \cdot (A - b) = G_1 \cdot b + G \cdot (b - x) \quad \dots \dots \dots (207)$$

woraus

$$G_1 > \frac{Q \cdot (A - b) - G \cdot (b - x)}{b} \quad \dots \dots \dots (208)$$

Dieselben Gleichungen (207 und 208) gelten auch für den freistehenden Krahn mit auf das Fundament geschraubter Platte, wenn in  $G_1$  auch das Gewicht des Fundamentmauerwerkes eingeschlossen ist.

Die Fundamentschrauben werden in jedem Falle so stark angezogen gedacht, daß schon durch die entstehende Reibung zwischen Fundament und Platte keine Verschiebung eintreten kann. Der auf die Fundamentschrauben oder Wandschrauben zur Befestigung des Kopflagers ausgeübte Zug läßt sich in jedem Falle leicht durch die Gleichstellung der statischen

Momente ermitteln und hiefür ergeben sich die Schraubendimensionen nach der Whitworth'schen Scala mit Hilfe der zugehörigen Tabelle (Note S. 20.)

1. Beispiel. Es sind die Dimensionen des aus Ziegelmauerwerk herzustellenden Fundamentes eines Magazinkrahnes für 4000 *kg* Tragfähigkeit nach Fig. 5, Taf. XVII zu bestimmen, für welchen bereits bekannt ist (2. Beispiel, S. 146):

$$H = 4100 \text{ mm}$$

$$N_1 = 4130 \text{ kg}$$

$$N_3 = 6800 \text{ kg}$$

Zunächst ergibt die Gl. (202) die Höhe

$$H_1 = 2 b$$

und hiermit wird aus Gl. (201) das Gewicht des Fundamentes

$$G_1 = 2 \cdot N_1 - N_3 = 2 \cdot 4130 - 6800 = 1460 \text{ kg.}$$

Schätzt man nun die Höhe des Fundamentes

$$h = 0,9 H_1 = 0,9 \cdot 2 \cdot b = 1,80 b$$

rechnet *h* und *b* in Decimetern und nimmt (Note S. 3) das Gewicht von 1 *dm*<sup>3</sup> Ziegelmauerwerk

$$p = 1,5 \text{ kg}$$

so wird

$$G_1 = 2 \cdot b \cdot 2 \cdot b \cdot 1,8 \cdot b \cdot p = 7,2 b^3 \cdot 1,5 = 10,8 \cdot b^3$$

woraus

$$b^3 = \frac{G_1}{10,8} = \frac{1460}{10,8} = 135$$

$$b = 5,13 \text{ dm} \sim 5,2 \text{ dm}$$

oder

$$b \gtrsim 520 \text{ mm}$$

und hiermit

$$h = 1,8 b = 1,8 \cdot 520 = 936 \text{ mm} \sim 940 \text{ mm}$$

und die ganze Höhe

$$H_1 = 2 b = 1040 \text{ mm}$$

Nun wird die Zeichnung ausgeführt und das Fundament stufenförmig nach unten verbreitert. Bei der Ausführung in Fig. 18, Taf. XXII, ist entsprechend der Bedingung  $b = 520 \text{ mm}$  die obere Breite des Fundamentmauerwerkes  $b = 520 \text{ mm}$  gesetzt.

2. Beispiel. Wie stark müssen die Fundamentschrauben für den Fall des vorhergehenden 1. Beispiels, und wie groß muss die Auflagsfläche der Spurlagerplatte sein, wenn dieselbe auf Quadern zu liegen kommt?

Setzt man den Reibungscoefficient zwischen der Lagerplatte und dem Fundament

$$\varphi = 0,3$$

und bezeichnet den auf eine der angewendeten vier Fundamentschrauben entfallenden Zug mit *P* so ergibt sich

$$N_1 = (N_3 + 4 \cdot P) \cdot \varphi$$

woraus

$$P = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{N_1}{\varphi} - N_3 \right) = \frac{1}{4} \cdot \left( \frac{4130}{0,3} - 6800 \right) \sim 1740 \text{ kg}$$

entsprechend der nächstliegenden Schraube Nr. 11 oder  $1\frac{3}{8}$  Zoll engl. (S. 20).\*)

Nimmt man den zulässigen Flächendruck zwischen der Lagerplatte und dem Fundament nach Gl. (206)

$$p = 0,05 \text{ kg/mm}^2$$

und bezeichnet mit  $s$  die Seite der quadratischen Grundfläche der Lagerplatte in Millimeter, so ergibt die Gleichung

$$s^2 \cdot p = N_3 + 4P$$

$$s = \sqrt{\frac{N_3 + 4P}{p}} = \sqrt{\frac{6800 + 6900}{0,05}} \sim 530 \text{ mm.}$$

Nun wird man  $s$  dementsprechend in der Zeichnung ausführen. In Fig. 18, Taf. XXII, ist  $s = 700 \text{ mm}$  ausgeführt.

3. Beispiel. Wie stark müssen die drei Schrauben zur Befestigung des Kopflagers an die Wand bei dem nach Fig. 5, Taf. XVII, ausgeführten Magazinrahmen für 4000 kg Tragfähigkeit werden, wenn der Lagerdruck

$$N_2 = 4130 \text{ kg}$$

bereits bestimmt wurde und wie groß muß die Druckfläche der Gegenplatten hierzu werden?

Steht die Mittelebene der Krähne säule und Strebe senkrecht zur Wandfläche, wie in Fig. 5, Taf. XVII, gezeichnet, so haben die fraglichen drei Schrauben den Zug  $N_2$  auszuhalten und es entfällt auf jede derselben der Zug

$$P = \frac{N_2}{3} = \frac{4130}{3} = 1377 \text{ kg}$$

und dem entspricht die Schraube Nr. 10 oder  $1\frac{1}{4}$  Zoll englisch.

Wird der Krahn soweit seitlich gedreht, daß die genannte Mittelebene parallel zur Wandfläche zu stehen kommt, so muß eine Verschiebung des Lagers durch die Reibung zwischen der Lagerplatte und dem Mauerwerk hintangehalten werden und wenn der Reibungscoefficient

$$\varphi = 0,3$$

---

\*) Der äußere Gewindedurchmesser dieser Schraube beträgt rund  $d = 35 \text{ mm}$  und somit ergibt sich das Verhältnis derselben zu oben berechneter Mauerwerkshöhe  $h = 940 \text{ mm}$

$$\frac{d}{h} = \frac{35}{940} = \frac{1}{27}$$

Würde aber die ebenfalls nahezu entsprechende Schraube Nr. 10 genommen worden sein, so hätte sich ergeben

$$\frac{d}{h} = \frac{31,75}{940} = \frac{1}{30}$$

Man erhält hingegen bei gegebenem  $d$  die Mauerwerkshöhe  $h = 27 d$  bis  $30 d$  man kann somit auch  $d$  zur Wahl von  $h$  als Anhalt nehmen, und zwar nach guten Ausführungen  $h = 27 d$  bis  $35 d$ .

gesetzt und mit  $P$  der Zug einer Schraube bezeichnet wird, so ergibt die Gleichung

$$N_2 = 3 \cdot P \cdot \varphi$$

$$P = \frac{N_2}{3 \cdot \varphi} = \frac{4130}{0,9} = 4590 \text{ kg.}$$

Dieser Zug erfordert mindestens Schrauben Nr. 16, d. i. solche von 2 Zoll engl. Durchmesser, die man als zu stark nicht ausführen wird. Hierdurch wird man darauf hingewiesen, daß man das Kopflager nicht allein durch Wandlagerschrauben gegen seitliche Verschiebung sichern darf, sondern sich hiefür anderer Mittel bedienen muß, nämlich der seitlichen Verstrebung des Kopflagers. Eine solche vorausgesetzt, kann man übereinstimmend mit den Fundamentschrauben Nr. 11 d. i.  $1\frac{3}{8}$  Zoll engl. anwenden.

Die Gegenplatte muß nach Gl. (204, wenn  $p = 0,02 \text{ kg/mm}^2$  nach Gl. (205) gesetzt wird, eine Anlagfläche erhalten von

$$F = \frac{N_2}{p} = \frac{4130}{0,02} = 206500 \text{ mm}^2.$$

4. Beispiel. Ein freistehender Kran für 3000 kg Tragfähigkeit mit feststehender Säule und auf das Fundament geschraubter Platte, welche zusammen 800 kg Gewicht aufweisen, erhält 6 Fundamentschrauben, so daß stets deren zwei in der Entfernung  $b_1$  vom Säulenmittel und zwei im Säulenmittel wirkend gedacht werden können, wie in Fig. 10, Taf. XXII, cotiert. Die Ausladung beträgt

$$A = 3600 \text{ mm}$$

und die Entfernung der Fundamentschrauben

$$b_1 = 650 \text{ mm}$$

Wie stark sind die Fundamentschrauben zu machen?

Schätzt man das Eigengewicht der drehbaren Theile und seinen Hebelarm nach Gl. (167 und 168)

$$G = 0,5 \quad Q = 1500 \text{ kg}$$

$$x = \frac{1}{4} A = 900 \text{ mm}$$

setzt ferner

$$G_2 = 800 \text{ kg}$$

und bezeichnet mit  $P$  den Zug einer der stärksten gespannten Schrauben, indem man voraussetzt, daß jene im Säulenmittel nur halb so stark gespannt werden, als die äußeren; setzt man ferner der Einfachheit wegen voraus, daß die Kranplatte um eine durch das Mittel der äußeren Schrauben gehende Gerade kippen will, so erhält man für die Stabilität die Gleichung:

$$Q \cdot (A - b_1) + G \cdot (x - b_1) = G_2 \cdot b_1 + P \cdot b_1 + 2P \cdot 2b_1$$

woraus

$$P = \frac{Q \cdot (A - b_1) + G \cdot (x - b_1) - G_2 \cdot b_1}{5b_1} =$$

$$= \frac{3000 \cdot 2950 + 1500 \cdot 250 - 800 \cdot 650}{5 \cdot 650} = 2740$$

und dem entspricht die Schraube Nr. 13 oder  $1\frac{5}{8}$  Zoll englisch.

5. Beispiel. Für den freistehenden Kran des vorhergehenden 4. Beispiels sind die Dimensionen des Fundamentes zu bestimmen, welches oben und unten aus Quadern, dazwischen aus Ziegelmauerwerk besteht.

Es ist nach Gl. (208 wenn  $G_1 + G_2$  statt  $G_1$  gesetzt wird

$$G_1 = \frac{Q \cdot (a-b) - G \cdot (b-x)}{b} - G_2$$

und wenn man schätzungsweise annimmt

$$b = 0,25 A = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ mm}$$

auch

$$G_1 = \frac{3000 \cdot 2700}{900} - 800 = 8200 \text{ kg.}$$

Rechnet man nun  $b$  und  $h$  in Decimetern und nimmt für das Fundament pro  $1 \text{ dm}^3$  das mittlere Gewicht (Note S. 3)

$$p = \frac{1,5 + 2,35}{2} = 1,9 \text{ kg}$$

so ist

$$4b^2 \cdot h \cdot p = G_1$$

und hieraus die Fundamenthöhe

$$h = \frac{G_1}{4b^2 \cdot p} = \frac{8200}{4 \cdot 9^2 \cdot 1,9} = 13,3 \text{ dm} \sim 14 \text{ dm}$$

oder in Millimetern ausgedrückt

$$h = 1400 \text{ mm}$$

was beibehalten oder auch zu Gunsten der Breite  $b$  etwas vergrößert werden kann.

**4. Herstellung der Krähne.** Bezüglich des Krahnwindwerkes gilt im Wesentlichen dasselbe, wie bei den Trommelwinden, nur wird hier gewöhnlich die Kette angewendet und die Trommel mit schraubenförmiger Kettenspur gegossen und in ihrer Länge der Aufwindelänge der Kette angepasst, um möglichst eine Verwicklung der Kettenglieder und sohin für den Bestand der Kette nachtheilige Stöße zu vermeiden. Bezüglich der festen und losen Rollen und des Hafens gilt alles wie bei den Flaschenzügen, desgleichen bezüglich der gezahnten Kettenrollen der Gießereikrahne. Bei der Montierung des Windwerkes ist auf möglichst leichte Beweglichkeit aller beweglichen Theile zu sehen. Die Windenschilder werden hierzu der Sicherheit wegen passend gleichzeitig gehohlet.

Eisenarme Armierungsstücke des Krahngerüstes werden am besten nur durch gleichgerichtete Schrauben an das anschließende Stück angeschraubt, um ein Verziehen durch das aufeinanderfolgende Anziehen der einzelnen Schrauben zu vermeiden.

Bei der Aufstellung feststehender Krähne mit drehbarer Säule ist durch Benützung des Senkfels und der Wasserwage für möglichst genaue Verticalstellung der Drehungsachse zu sorgen. Bei den Laufkrähnen und Bockkrähnen müssen die Lauffschienen mit Hilfe der Wasserwage horizontal und beiderseits gleich hoch montiert und gehörig befestigt werden, um auch gegen seitliches Ausweichen geschützt zu sein.

Wird das Krähengerüste aus Holz hergestellt, so ist rechtzeitig dafür vorzusorgen, um möglichst trockenes Holz hierfür zu beschaffen. Für die Auswahl der Profile gewalzter Träger bedient man sich am besten der vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Typen (Note S. 141), eventuell der besonderen Verzeichnisse jener Eisenwerke, welche man für die Lieferung in Aussicht genommen hat. Für die Gewichtsberechnung bei Kostenvoranschlägen dienen die dort ausgerechneten Gewichte pro laufenden Meter als Grundlage.

Hinsichtlich der Ketten sei noch bemerkt, daß nur probierte Ketten in Verwendung genommen werden sollen.

Das Fundamentmauerwerk wird der Solidität wegen mit Cement ausgeführt und die Fundamentplatte, nachdem sie mit Hilfe der Wasserpumpe gehörig horizontal gestellt ist, mit Cement untergossen, um solide Auflage zu erhalten. Die Löcher für die Fundamentschrauben werden in die Quadern vor deren Verlegung mittels Stoßbohrer rund gebohrt (50 bis 70 mm Durchmesser) und im Mauerwerk beim Mauern viereckig (80 bis 120 mm Quadratseite) ausgespart, wie in Fig. 18, Taf. XXII, gezeichnet, wozu man sich am besten eines übergelegten Lattenrahmens mit eingebohrten Löchern bedient. Damit beim Bohren der Stein nicht ausspringt, soll das Lochmittel der Fundamentschrauben mindestens 150 bis 200 mm von der Steinkante entfernt angebracht werden und wegen der Aufmauerung mindestens eine Ziegelbreite (150 mm) von der äußeren Mauerfläche bis zum quadratischen Fundamentschraubenloch vorhanden sein.

## VI. Die Pumpen.

1. Zweck und Arten der Pumpen. In der gewerblichen und industriellen Praxis finden die Pumpen Anwendung zur Speisung der Dampfkessel, zur Wasserhebung im allgemeinen und insbesondere zur Förderung des Wassers aus dem Brunnen in ein Reservoir, zur Erhaltung des Vacuums im Condensator durch Fortschaffung des warmen Wassers, des Dampfes und der Luft, als Gemisch aus dem Condensationsraum der Condensationsdampfmaschinen; endlich in besonderer Ausführung, zur Beschaffung des Druckwassers beim Betrieb der hydraulischen Pressen.

Ihrem Zwecke nach werden die Pumpen besonders benannt, und zwar Speisepumpen, Pumpen zur Wasserhebung, Luftpumpen, Presspumpen.

In Hinsicht der Construction unterscheidet man Kolbenpumpen, Dampfstrahlpumpen oder Injectoren, kolbenlose Dampf-  
pumpen oder Pulsometer, Centrifugalpumpen und Rotation-  
pumpen.

Die Kolbenpumpen werden unterschieden in einfach wirkende und doppelt wirkende, je nachdem die Wasserförderung nur während des Kolbenhinganges oder beim Hin- und Hergange des Kolbens erfolgt. Nach der Kolbenform werden die einfach wirkenden unterschieden in Pumpen mit Plungerkolben, Tauchkolben oder Mönchskolben und endlich solche mit Ventilkolben oder durchbrochenen Kolben. Die doppeltwirkenden in Pumpen mit Metallkolben, (Kolben mit Dichtungsringen aus Metall), Pumpen mit Lederkolben, endlich Pumpen mit Hanfkolben, welche Hanfliederung zur Abdichtung des Kolbens enthalten.

Mit Rücksicht auf den Antrieb der Kolbenpumpen unterscheidet man Handpumpen mit Antrieb durch Handhebel oder Handkurbel, Schwungrad und Räderübersetzung; Transmissionspumpen, welche mittels Excenter oder Kurbel von der Schwungradwelle einer Dampfmaschine oder von einer Transmissionswelle direct angetrieben werden und ferner solche, welche mittels Excenter oder Kurbel und eventuell mit Räderübersetzung mittels Riemen von der Transmission betrieben werden und Pumpen mit Riemenantrieb heißen; Dampfmaschinen, bei welchen die Bewegung des Pumpenkolbens vermittels der gemeinsamen Kolbenstange und eines Dampfkolbens durch Dampfdruck erfolgt. Eine besondere Art der Dampfmaschinen sind die zur Abhaltung des Wassers von den Arbeitsräumen der Bergwerke dienenden Pumpen, die Wasserhaltungsmaschinen.\*

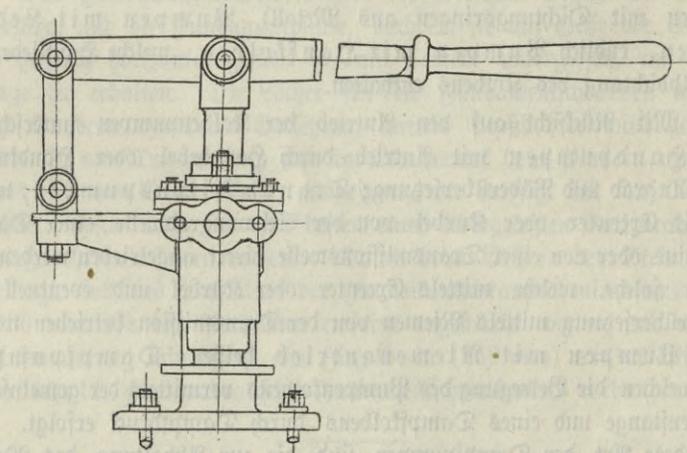
2. Haupttheile der Pumpen und Wirkungsart derselben. Bei Betrachtung der Haupttheile der Pumpen ist es am zweckmäßigsten, der Eintheilung in Hinsicht der Construction zu folgen und darnach sind selbe nachfolgend aneinander gereiht.

Eine Handpumpe zeigen die Fig. 42 und 43, Text, in Ansicht und Durchschnitt. Sie besteht aus dem Pumpencylinder mit der Stopfbüchse, dem Plungerkolben mit dem zu seiner Bewegung dienenden

\*) Die Wasserhaltungsmaschinen sind ausführlich behandelt in: Weisbachs Herrmann, Ingenieur- und Maschinenmechanik, und A. Kiedler, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen.

Handhebel, der wegen der geradlinigen Bewegung des Kolbens erforderlichen Lenkstange und dem an den Pumpencylinder angeschraubten Ventilgehäuse, in welchem sich das Saugventil und darüber das Druckventil befindet. Jedes Ventil ist durch einen Anschlag im Hub begrenzt. Dieser Anschlag ist für das Druckventil am Deckel des Ventilgehäuses und für das Saugventil am Druckventile selbst angebracht. Die aus Metall hergestellten Ventile sind conisch auf ihre ebenfalls aus Metall hergestellten Ventilsitze aufgeschliffen. Letztere sind in das Ventilgehäuse schwach conisch eingepaßt und hineingepreßt. An das Ventilgehäuse wird

Fig. 42. Ansicht.



Handpumpe. (Fig. 42 und 43.)

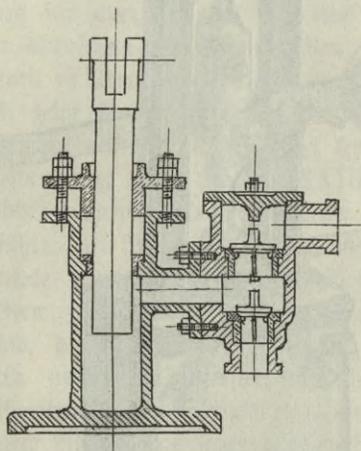
unter dem Saugventil das Saugrohr, über dem Druckventil das Druckrohr angeschraubt.

Die Stopfbüchse erhält gewöhnlich Hanfpackung zur Dichtung (Hanfstopfbüchse). Die conisch eingeschliffenen Regelventile sind der leichteren Instandhaltung wegen den Kugelventilen vorzuziehen, falls nicht die eventuell unvermeidliche Schiefstellung des Ventilgehäuses die Anwendung des Kugelventiles erforderlich macht, da sich das Regelventil in diesem Falle möglicherweise klemmen könnte.

Wird der Pumpenkolben aufwärts gezogen, so entsteht unter demselben ein luftverdünnter Raum. Infolge dessen wird das Saugventil durch das, vermöge des äußeren Luftdruckes im Saugrohr nach aufwärts

getriebene Wasser, geöffnet und der Pumpenzylinder mit Wasser gefüllt. Beim darauf folgenden Abwärtsgang des Kolbens fällt zuerst das Saugventil auf seinen Sitz zurück, wobei ein gewisser Wasserverlust eintritt, welcher um so größer ist, je größer der Ventilhub, daher dieser nur so groß sein soll, als unbedingt nothwendig; hierauf öffnet sich das Druckventil und das Wasser tritt aus dem Cylinder in das Druckrohr und durch dieses in den zu speisenden Dampfkessel. Bei ganz eingeschobenem Kolben bleibt noch Wasser im Pumpenzylinder im sogenannten schädlichen Raum, welcher mit Rücksicht auf den Luftgehalt des Wassers möglichst klein ge-

Fig. 43. Durchschnitt.



Handpumpe. (Fig. 42 und 43.)

macht werden soll. Zum Anlassen der Pumpe wird gewöhnlich ein Luft-  
hahn am Pumpenzylinder oder am Ventilgehäuse zwischen dem Saug-  
und Druckventile angebracht. Bei langer Saugleitung wird am unteren  
Ende des Saugrohres ein selbstthätiges Saugventil (Fußventil, Rückschlag-  
ventil) angewendet, um den Wasserabfluss zu verhindern und das Saug-  
rohr vor der ersten Inangangsetzung mit Wasser füllen zu können.

Handpumpen werden gewöhnlich nur bei kleineren Dampfkesseln  
als Speisepumpen verwendet, bei größeren Kesseln finden sie nur als  
Nothpumpen Anwendung.

Der Pumpenzylinder ist entweder unten oder seitlich mit Flanschen  
versehen, zur Befestigung am Wasserreservoir oder an sonst geeigneter

Stelle. Derselbe kann mit seiner Achse auch horizontal liegen, wenn nur das Ventilgehäuse so angeschraubt ist, daß die Ventile sich vertical bewegen und ihre Sitzflächen horizontal liegen.

In Fig. 44, Text, ist eine als Presspumpe und Probierpumpe für die Druckprobe der Dampfkessel gebräuchliche ebenfalls einfach wirkende

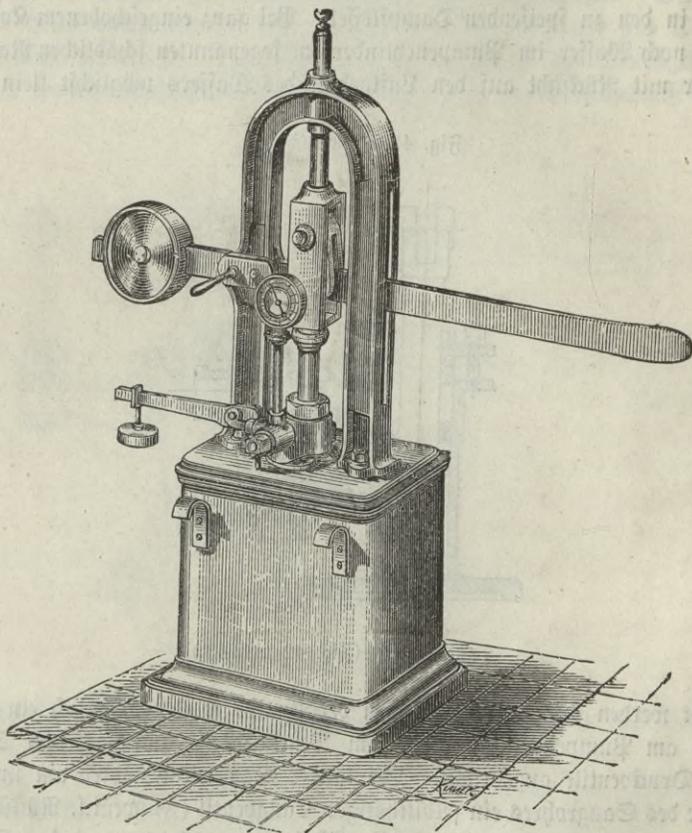


Fig. 44. Transportable Presspumpe.

Handpumpe, mit Manometer, Sicherheitsventil und verstellbarem Hebel-  
drehbolzen für wechselnde Hebelübersetzung, dargestellt.

Ein einfaches Beispiel einer Handpumpe zur Wasserhebung bildet  
die allgemein angewendete Brunnenpumpe, gewöhnlich mit Holzröhren,

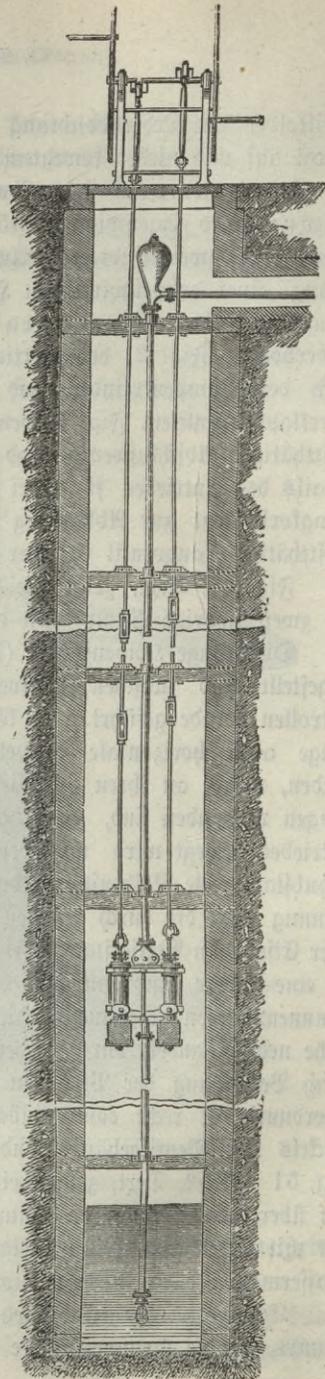
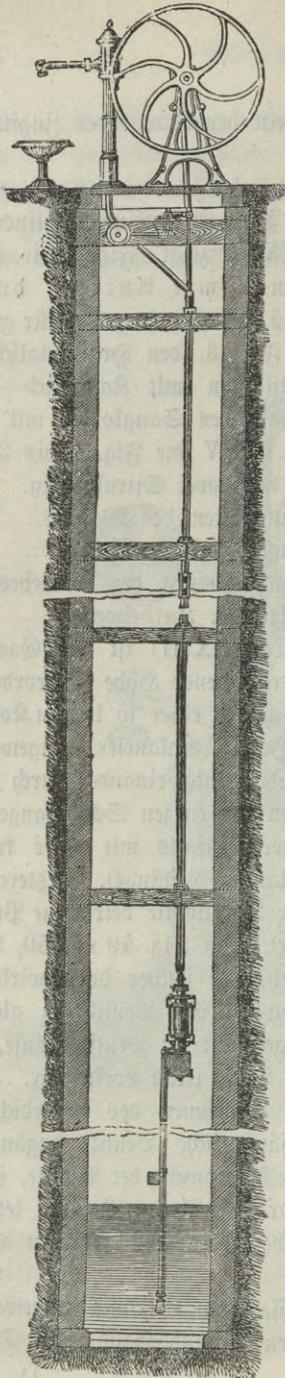
Ventilfolben mit Lederabdichtung und mittelst herabhängender Zugstange vertical auf und nieder bewegtem Hebel.

Handpumpen mit Antrieb durch Handkurbeln und Schwungrad zeigen die Fig. 45 und 46, Text, erstere eine ein cylindrige, letztere eine zweicylindrige. Auf Taf. XXIII zeigt Fig. 1 die Aufstellung einer doppeltwirkenden Handpumpe mit Antrieb durch Handkurbeln, Schwungrad und Räderübersetzung für große Förderhöhen, Fig. 2, den Verticalschnitt, Fig. 3, den Horizontalschnitt durch den Pumpencylinder und die Ventilkästen mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen, Fig. 4, den Durchschnitt des Saugkorbes mit dem selbstthätigen Abschlußventil und auf Taf. XXIV die Fig. 1 bis 3 die Details des Antriebes für zwei Cylinder mit zwei Stirnkurbeln. Der Saugkorb dient zur Abhaltung der Unreinigkeiten des Wassers. Das selbstthätige Saugventil ist über dem Saugkorb angebracht.

Fig. 47, Text, zeigt die perspectivische Ansicht des Antriebes für eine zweicylindrige Pumpe mit doppelt gekröpfter Kurbelwelle.

Die lange Kolbenstange (Fig. 1, Taf. XXIII) ist aus Gasrohr hergestellt und zwischen paarweise in verschiedener Höhe angeordneten Leitrollen gerade geführt. Es können jedoch statt einer so langen Kolbenstange auch horizontale doppelarmige Hebel (Balancier) angewendet werden, welche an ihren gleichliegenden Enden unter einander durch Zugstangen verbunden sind, deren oberster von der kurzen Schubstange des Antriebes bewegt wird und deren unterster ebenfalls mit einer kurzen Schubstange die Kolbenstange bewegt (Balancier-Gestänge). Letztere Anordnung zeigt die durch Riemen von einer Locomobile betriebene Pumpe einer Eisenbahn-Wasserstation Fig. 48, Text. In Fig. 49 und 50, Text, ist eine andere Anordnung des Ventilgehäuses solcher doppeltwirkender Brunnenpumpen gezeichnet. Hierbei liegen die vier Ventile in gleicher Höhe nebeneinander, durch Scheidewände getrennt im Ventilgehäuse, wie durch Verfolgung der Pfeile in Fig. 50, Text, leicht vorstellbar. Die Anordnung ist recht compendiös. Durch Abnehmen des aufgedichteten Deckels vom Ventilgehäuse sind sofort sämtliche Ventile zugänglich. Fig. 51 und 52, Text, zeigen eine ähnliche Anordnung der Ventile, jedoch mit übereinander liegenden Saug- und Druckventilen. Pumpen letzterer Art mit Lederklappenventilen eignen sich besonders zum Fördern großer Wassermassen durch Transmissionsbetrieb.

Eine beim Fabriksbetrieb zur Wasserhebung häufig angewendete Pumpe ist die Brunnenpumpe mit Kettenzug und Hand- oder Trans-



Handpumpen mit Antrieb durch Handkurbel und Schwungrad.

missionsantrieb. Dieselbe ist einfachwirkend. Der durch aufgelegte Guss-  
eisenscheiben entsprechend belastete Plungerkolben wird beim Aufwärtsgang

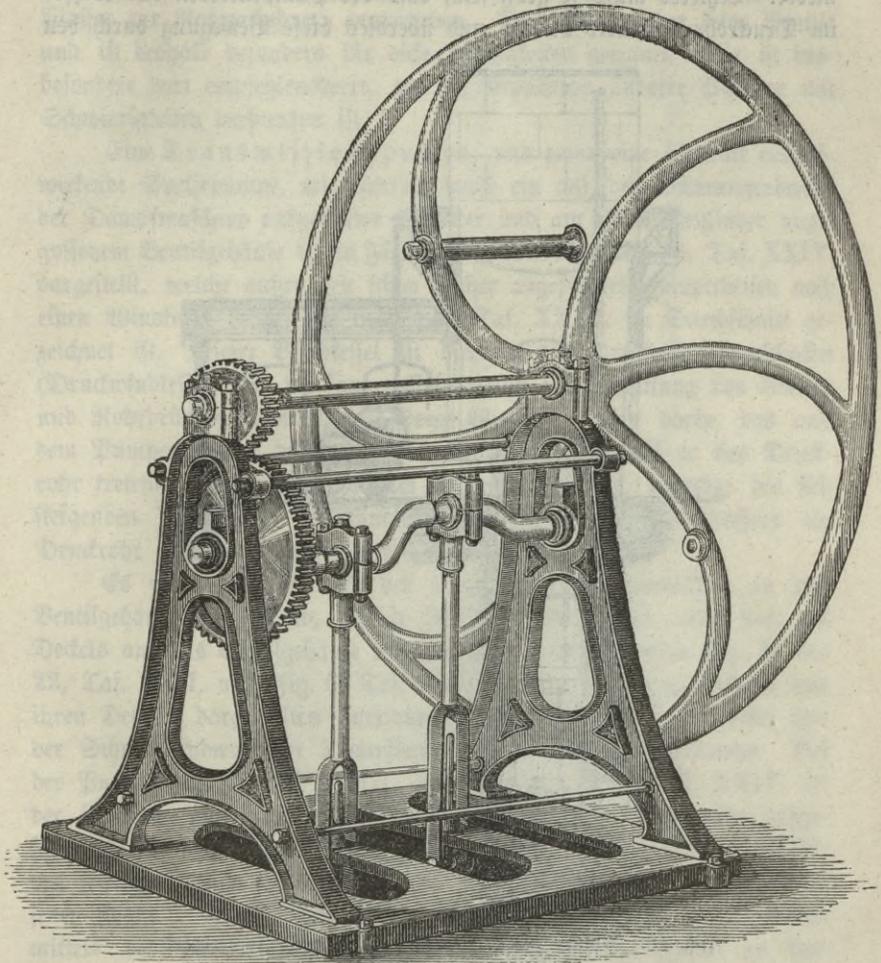


Fig. 47. Pumpenantrieb mit Handschwungrad und Näderübersetzung  
für eine zweischindrige Pumpe.

der Kurbel gehoben, u. zw. mittels der am Kurbelzapfen angehängten,  
aus dünnem Rundeseisen in langen Stäben durch Verhängung an den

eingebogenen Enden gebildeten Kette. Beim Abwärtsgang der Kurbel aber geht der Plungerkolben durch die Wirkung des Belastungsgewichtes nieder. Letzteres muss so groß sein, dass der Pumpenkolben das Wasser im Druckrohr aufwärts bewegt und überdies diese Bewegung durch den

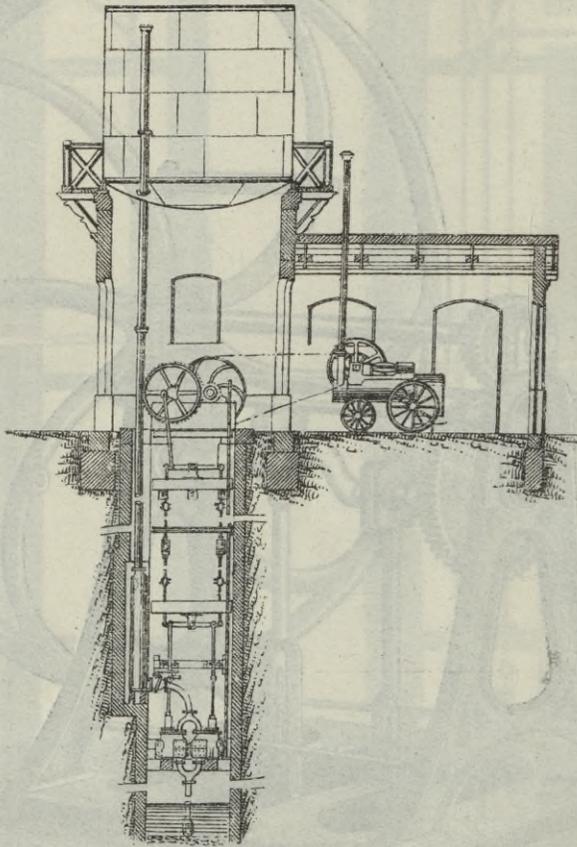


Fig. 48. Pumpe zur Wasserhebung auf große Förderhöhen mit Balancier-Gestänge.

Überdruck mit bestimmter Geschwindigkeit erfolgt, derart, dass die Zugfette stets gespannt erhalten wird und nicht schlängert.

Eine eigene Art der von Hand betriebenen Kolbenpumpen sind die Kettenpumpen. Eine solche ist in Fig. 5, Taf. XXIII, dargestellt. An einer Kette sind in gleichen Entfernungen, zwischen Eisenplatten ein-

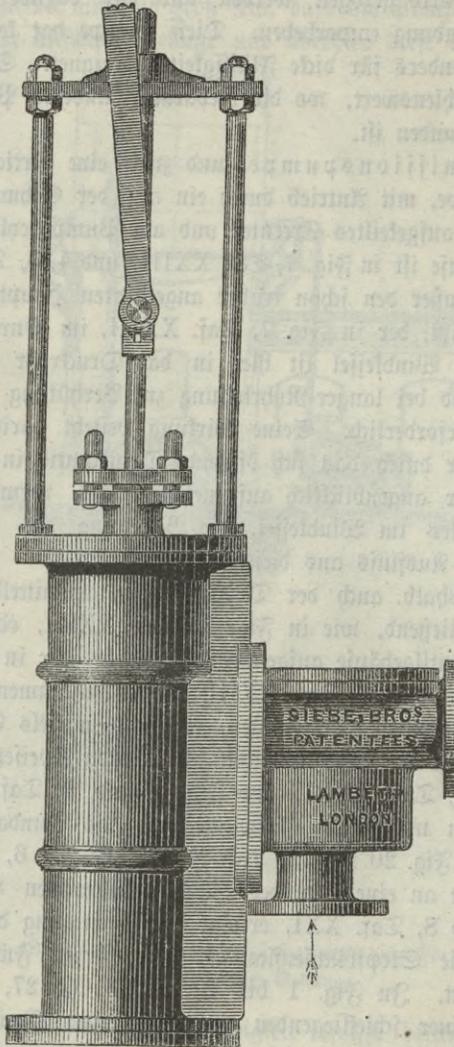
gespannte Lederscheiben angebracht, welche als Lederfolben durch die Kette im Rohr nach aufwärts gezogen werden und das darüber befindliche Wasser zur Rohrmündung emporheben. Diese Pumpe hat keine Ventile und ist deshalb besonders für dicke Flüssigkeiten geeignet. Sie ist insbesondere dort empfehlenswert, wo die Reparatur anderer Pumpen mit Schwierigkeiten verbunden ist.

Eine Transmissionspumpe, und zwar eine verticale einfachwirkende Speisepumpe, mit Antrieb durch ein auf der Schwungradwelle der Dampfmaschine aufgekeiltes Excenter und am Pumpencylinder angegossenem Ventilgehäuse ist in Fig. 7, Taf. XXIII, und 4, 5, Taf. XXIV. dargestellt, welche außer den schon früher angeführten Haupttheilen noch einen Windkessel besitzt, der in Fig. 7, Taf. XXIII, im Durchschnitt gezeichnet ist. Dieser Windkessel ist hier in das Druckrohr eingeschaltet (Druckwindkessel) und bei langer Rohrleitung zur Verhütung von Stößen und Rohrbrüchen erforderlich. Seine Wirkung besteht darin, das aus dem Pumpencylinder durch das sich öffnende Druckventil in das Druckrohr tretende Wasser augenblicklich aufzunehmen, bis, vermöge des sich steigenden Luftdruckes im Windkessel, die Bewegung des Wassers im Druckrohr und der Ausfluss aus diesem erfolgt.

Es wird deshalb auch der Druckwindkessel unmittelbar an das Ventilgehäuse anschließend, wie in Fig. 7, Taf. XXIII, oder statt des Deckels auf das Ventilgehäuse aufgeschraubt, wie bei der in Fig. 20 bis 22, Taf. XXII, und Fig. 6, Taf. XXIII, in der Zusammenstellung und ihren Details dargestellten horizontalen, ebenfalls mittels Excenter von der Schwungradwelle der Dampfmaschine betriebenen Speisepumpe. Bei der Pumpe Fig. 7, Taf. XXIII, und Fig. 4 und 5, Taf. XXIV, ist der Cylinder unten mit seiner Fußplatte auf das Fundament aufgeschraubt; bei jener Fig. 20 bis 22, Taf. XXII, und Fig. 6, Taf. XXIII, mit seitlichem Fuße an einem in der Wand angebrachten Quader; bei jenen Figur 7 und 8, Taf. XXI, erfolgt die Befestigung des Cylinders mittels des an die Stopfbüchsenflansche angegossenen Fußes an das Dampfmaschinenbett. In Fig. 1 bis 3 und 23 bis 27, Taf. XXII, sind die Details einer schief liegenden einfachwirkenden Speisepumpe mit Mönchskolben und Excenterantrieb von der Schwungradwelle einer horizontalen Dampfmaschine dargestellt. Dieselbe zeigt noch als besonderes Detail ein Sicherheitsventil.

Die Anordnung der Speiseventile ist hierbei entweder so getroffen, daß das Druckventil unmittelbar über dem Saugventil liegt und letzteres

Fig. 49.



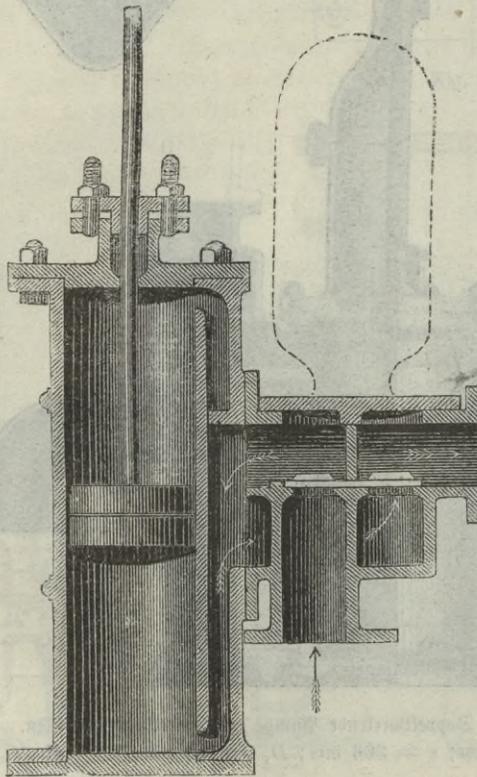
Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Kantschulz- oder Lederklappenventilen.

(Fig. 49 und 50.)

durch den Metallfing des ersteren hindurch gesteckt wird, wie in Fig. 22, Taf. XXII, oder es liegen die Ventile in getrennten Kammern, wie in

Fig. 7, Taf. XXI. Letzteres Detail wird namentlich bei kleinen Pumpen angewendet. In jedem Falle findet die Hubbegrenzung der Ventile durch entsprechend lange Anschläge statt, wobei diese Anschläge ausgebohrt sein und zur Führung des Ventiles mittels eingepassten Zapfenansatzes des letzteren dienen können. Behufs Einschränkung des Wasserverlustes beim Zufallen eines Ventiles, soll der Ventilflügel so tief unter dem seitlich anschließenden Rohrfluge liegen, daß das darüber befindliche Wasser den raschen Schluß des Ventiles befördert.

Fig. 50.



Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen.

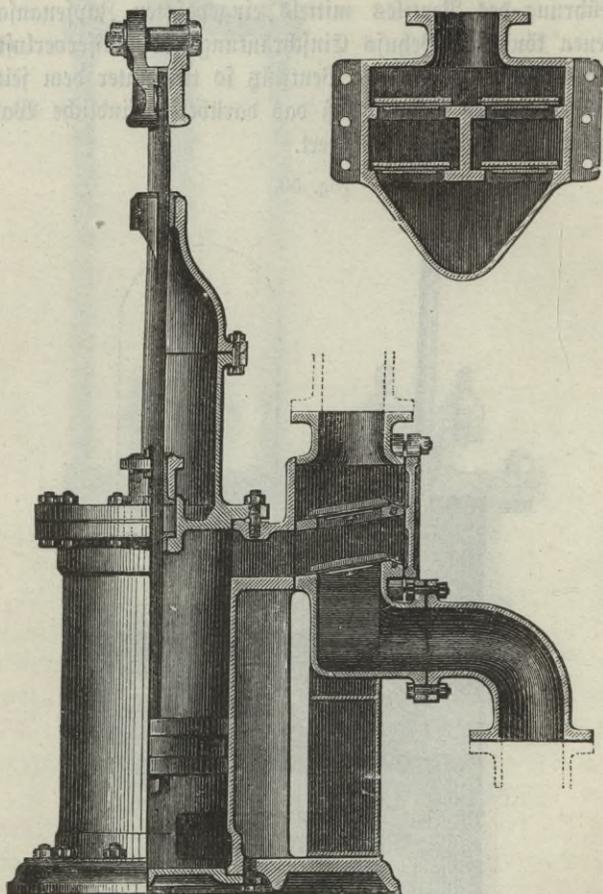
(Fig. 49 und 50.)

In Fig. 53 bis 57, Text, ist die Detailconstruction einer verticalen Transmissionspumpe zur Dampfkesselspeisung mit Riemenantrieb und

Räderüberetzung dargestellt, deren Saug- und Druckventile conisch aufliegende metallene Regelventile sind.

Fig. 51.

Fig. 52.



Doppeltwirkende Pumpe mit Lederklappenventilen.

( $D = 262 \text{ mm}$ ;  $s = 366 \text{ mm}$ ;  $D_1 = 116 \text{ mm}$ ;  $n = 45$ ;  $Q = 95 \text{ m}^3$ .)

Für große hydraulische Pressen werden einfachwirkende Transmissionspumpen mit Excenterantrieb angewendet, und zwar mit mehreren Pumpenkolben, wobei gewöhnlich die Einrichtung so getroffen ist, dass von der Hand oder selbstthätig, bei bestimmter Druckhöhe ein Saugventil nach

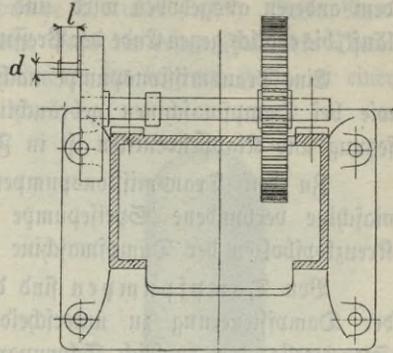
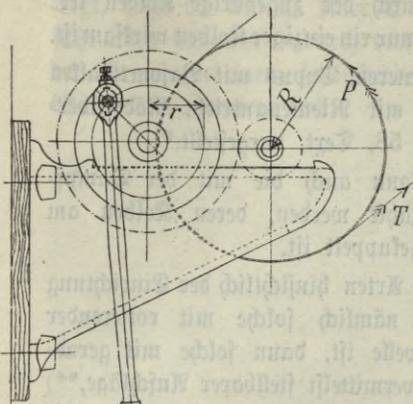


Fig. 54.

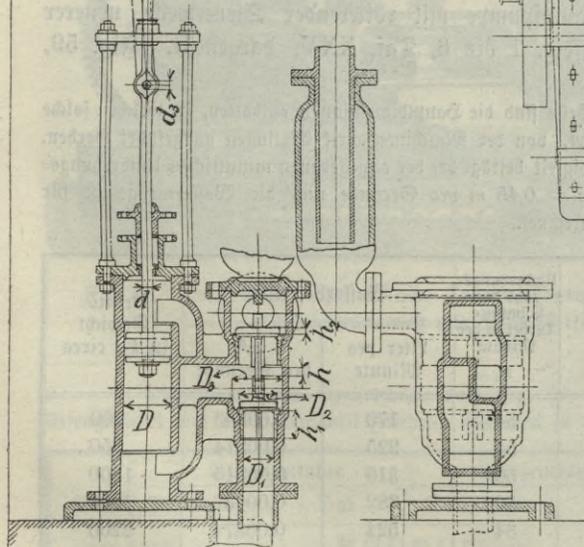


Fig. 53.

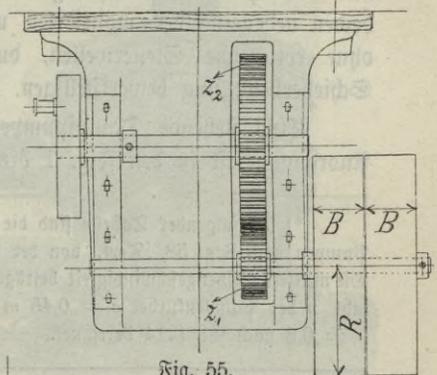


Fig. 55.

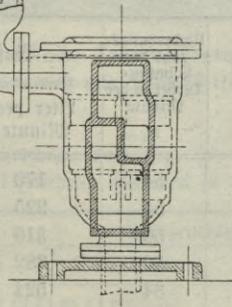


Fig. 56.

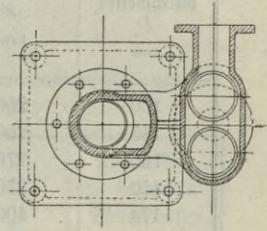


Fig. 57.

Verticale Transmissionspumpe zur Dampfesselspeisung mit Riemenantrieb und Näderüberlegung. (Fig. 53 bis 57.)

dem anderen ausgehoben wird und dadurch der zugehörige Kolben leer läuft, bis endlich gegen Ende der Pressung nur ein einziger Kolben wirksam ist.

Eine Transmissionspumpe nach neuerem Typus mit Bajonettbalken wie bei Dampfmaschinen gebräuchlich, mit Riemenantrieb, Räderüber-  
setzung und Klappenventilen ist in Fig. 58, Text, dargestellt.\*)

Zu den Transmissionspumpen kann auch die mit der Dampfmaschine verbundene Speisepumpe gezählt werden, deren Kolben am Kreuzkopfbolzen der Dampfmaschine angekuppelt ist.

Von Dampfmaschinen sind drei Arten hinsichtlich der Einrichtung der Dampfsteuerung zu unterscheiden, nämlich solche mit rotirender Steuerwelle, die zugleich Schwungradwelle ist, dann solche mit geradliniger Bewegung der Steuerungstheile vermittelt stellbarer Anschläge,\*\*) und endlich die Worthington Dampfmaschinen, bei welchen die beiden nebeneinander montierten und miteinander verbundenen Pumpen ohne rotierende Steuerwellen, durch Hebelübersetzung wechselseitig die Schieberbewegung bewerkstelligen.

Eine stehende Dampfmaschine mit rotirender Steuerwelle neuerer Anordnung, ist in den Fig. 1 bis 6, Taf. XXV, dargestellt. Fig. 59,

\*) In folgender Tabelle sind die Hauptdimensionen enthalten, in welchen solche Pumpen nach Fig. 58, Text, von der Maschinenfabrik Esslingen ausgeführt werden. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit beträgt bei der angegebenen minutlichen Umdrehungszahl  $n$  der Pumpenkurbel  $c = 0,45$  m pro Secunde und die Wassermenge ist für  $\mu = 0,8$  nach Gl. (214) berechnet.

Cylinder- durchmesser $D$ <i>mm</i>	Kolbenhub $s$ <i>mm</i>	Umdrehungs- zahl der Pumpen- kurbel in der Minute $n$	Wasserlieferung		Brutto- Gewicht in <i>kg</i> circa
			Liter pro Minute	$m^3$ pro Secunde	
100	250	54	170	0,00283	700
115	250	54	225	0,00374	850
135	270	50	310	0,00515	1300
150	270	50	382	0,00637	1800
174	400	34	524	0,00874	2200
200	450	30	678	0,01130	3700
250	450	30	1060	0,01768	4300

\*\*) Hierüber ist ausführliches enthalten in: F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877).

Text, zeigt die Ansicht einer Wandpumpe ähnlicher Art.\*) Beide Ausführungen sind nur dadurch verschieden, dass im ersten Falle die Theile der Pumpe an einem freistehenden Ständer, im letzteren Falle an einer Wandplatte montiert sind

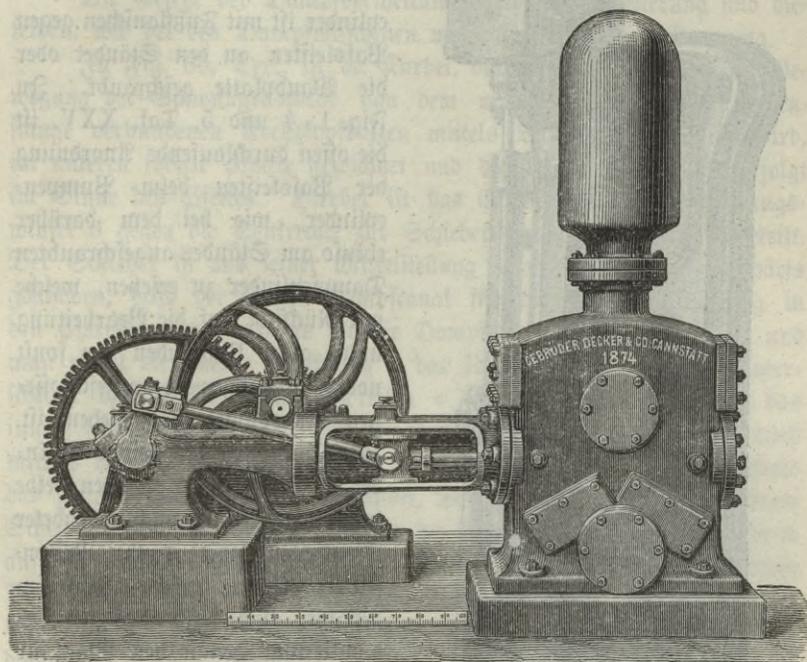
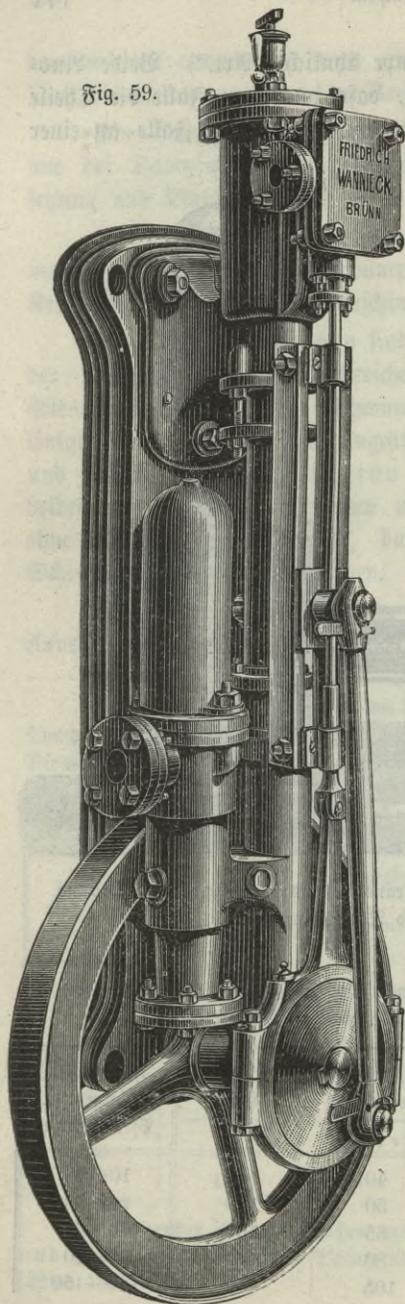


Fig. 58. Horizontale doppelwirkende Transmissionspumpe zur Wasserhebung mit Riemenantrieb und Näderübersetzung.

\*) Dimensionen der Speisepumpe nach Fig. 59, Text, ausgeführt von der Eisengießerei und Maschinenfabrik Friedrich Wannick in Brünn:

Nr.	Dampfzylinder		Pumpenzylinder		Für Kessel zu folgenden Pferdestärken
	Durchmesser	Hub	Durchmesser	Hub	
	Millimeter				
1	80	105	40	105	10—15
2	105	130	50	130	20—30
3	120	160	65	160	40—60
4	135	210	80	210	60—80
5	170	265	105	265	120—150

Fig. 59.



Der Pumpencylinder und das Ventilgehäuse zeigen dieselbe Einrichtung wie bei den früher besprochenen einfachwirkenden Transmissionspumpen und der Pumpencylinder ist mit Fußflanschen gegen Paßleisten an den Ständer oder die Wandplatte geschraubt. In Fig. 1, 4 und 5, Taf. XXV, ist die offen durchlaufende Anordnung der Paßleisten beim Pumpencylinder, wie bei dem darüber ebenso am Ständer angeschraubten Dampfcylinder zu ersehen, welche mit Rücksicht auf die Bearbeitung unter allen Umständen der sonst noch häufig angewendeten geschlossenen Anordnung vorzuziehen ist. Zur Sicherung der beiden Cylinder in ihrer Lage, werden selbe bei der Herstellung nach vollendeter Montierung mit je zwei Präzisionsstiften versehen, welche conisch eingepaßt, auch nach erfolgter Demontierung genau den Platz für die Cylinder feststellen.

Zur Dampfsteuerung, also um zu bewirken, daß der Dampf in regelmäßiger Folge einmal unter und einmal über dem Kolben in den Dampfcylinder trete, ist hier die einfache Schiebersteuerung angewendet. Als inneres Steuerungsorgan befindet sich in dem, mittels aufgeschraubtem Deckel verschlossenen Schieberkasten, der gewöhnliche einfache Schieber (auch Muschelschieber genannt), an der durch die

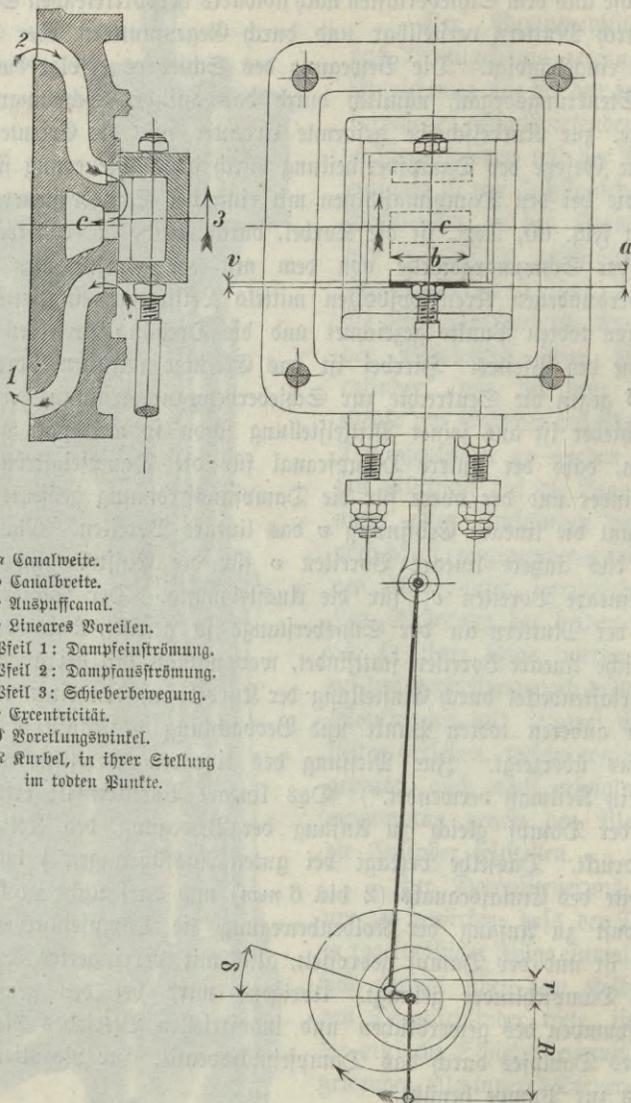
Stopfbüchse aus dem Schieberkasten nach abwärts hervortretenden Schieberstange durch Muttern verstellbar und durch Gegenmutter oder Splinte beweglich eingehändigt. Die Bewegung des Schiebers erfolgt durch das äußere Steuerungsorgan, nämlich durch das auf der Schwungradwelle aufgekeilte, zur Kurbelscheibe geformte Excenter und die Excenterstange.

Die Gesetze der Dampfvertheilung durch diese Steuerung sind dieselben, wie bei den Dampfmaschinen mit einfacher Schiebersteuerung.

In Fig. 60, Text, ist die Kurbel, durch welche die rotierende Bewegung der Schwungradwelle von dem mit der gemeinsamen Kolbenstange verbundenen Kreuzkopfbolzen mittels Leitstange eingeleitet wird, im unteren toden Punkte gezeichnet und die Drehung derselben erfolgt im Sinne des Pfeiles. Hierbei ist das Excenter um den Voreilungswinkel  $\delta$  gegen die Senkrechte zur Schieberbewegungsrichtung vorgekeilt. Der Schieber ist aus seiner Mittelstellung schon so weit nach aufwärts geschoben, daß der untere Dampfcanal für die Dampfeinströmung in den Cylinder und der obere für die Dampfausströmung geöffnet ist und man nennt die lineare Eröffnung  $v$  das lineare Voreilen. Man unterscheidet das äußere lineare Voreilen  $v$  für die Einströmung und das innere lineare Voreilen  $v_1$  für die Ausströmung. Der Schieber wird mittels der Muttern an der Schieberstange so gestellt, daß beiderseits das gleiche lineare Voreilen stattfindet, wovon man sich bei abgehobenem Schieberkastendeckel durch Einstellung der Kurbel auf den einen und dann auf den anderen toden Punkt und Beobachtung des äußeren linearen Voreilens überzeigt. Zur Messung des linearen Voreilens wird am besten ein Keilmaß verwendet.\*) Das lineare Voreilen ist erforderlich, damit der Dampf gleich zu Anfang der Bewegung des Kolbens auf diesen drückt. Dasselbe beträgt bei guten Ausführungen  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3}$  von der Weite des Einlaßcanals (2 bis 6 mm) und darf nicht zu klein sein, weil sonst zu Anfang der Kolbenbewegung die Dampfeinströmung behindert ist und der Dampf gedrosselt, also mit verringerter Spannkraft in den Dampfeylinder gelangt. Übrigens wird bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen des gewerblichen und industriellen Betriebes die Drosselung des Dampfes durch das Dampfeinlaßventil, zur Regulierung des Ganges zur Pumpe benützt.

Der Raum zwischen dem Dampfkolben und Cylinderdeckel und jener der Canäle, welcher bei der Endstellung des Kolbens, also vor

\*) Siehe des Verfassers „Leitfaden des Dampfbetriebes“, 3. Aufl., S. 168, Fig. 96.



- a* Canalweite.  
*b* Canalbreite.  
*c* Auspuffcanal.  
*v* Lineares Voreilen.  
 Pfeil 1: Dampfströmung.  
 Pfeil 2: Dampfansströmung.  
 Pfeil 3: Schieberbewegung.  
*r* Excentricität.  
*d* Voreilungswinkel.  
*K* Kurbel, in ihrer Stellung  
 im todtten Punkte.

Fig. 60. Einfache Schiebersteuerung.

Anfang der Kolbenbewegung gefüllt werden muß, heißt schädlicher Raum und beträgt hier gewöhnlich 5 % vom ganzen Cylinder volumen. Derselbe soll möglichst klein sein und werden deshalb die Dampfcanäle *a* (Fig. 60, Text) möglichst kurz gehalten und um dies zu erreichen, die Arbeitsfläche, auf welcher sich der Schieber bewegt (Schieber Spiegel), möglichst nahe an die Cylinderwandung heran gerückt, so daß eben noch genug Zwischenraum für den sich an die Cylinderwandung anschließenden Ausströmungs- oder Auspuffcanal vorhanden ist.

Der zum Betrieb erforderliche Dampf kommt vom Dampfkessel, durch das am Dom desselben angebrachte Dampfventil (Auslaßventil, Absperrventil) in die Dampfrohrleitung, welche an das Dampfventil am Schieberkasten des Dampfzylinders angeschlossen ist. Durch letzteres gelangt der Dampf in den Schieberkasten und durch die Dampfcanäle in den Cylinder.

Der aus dem Dampfzylinder abströmende ausgenützte Dampf (Auspuffdampf) gelangt durch den Auspuffcanal *c* (Fig. 60, Text) in das daran angeschlossene Auspuffrohr, welches gewöhnlich entsprechend hoch über das Dach des Maschinenhauses hervorragt, und entströmt hier in die freie Luft.

Der Dampfdruck im Schieberkasten ist bei vollkommen geöffnetem Dampfventil etwas geringer als jener im Dampfkessel und wird in Atmosphären Überdruck ( $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2$ ) ausgedrückt. Der Gegenruck des in die freie Luft entströmenden Dampfes beträgt etwas mehr als eine Atmosphäre, und zwar bis  $1,2 \text{ at}$ , weil der Dampf durch den Dampfkolben ins Freie hinausgedrückt werden muß.

Um das beim Anlassen der Pumpe sich im Dampfzylinder bildende Condensationswasser abfließen zu lassen, sind an den Cylinderenden Abflußhähne (Condensationswasserhähne, Zischhähne) eingeschraubt.

Die Schieberstellung soll so ausgeführt werden, daß, wie schon erwähnt, in beiden toden Punkten der Kurbel das gleiche lineare Vor-

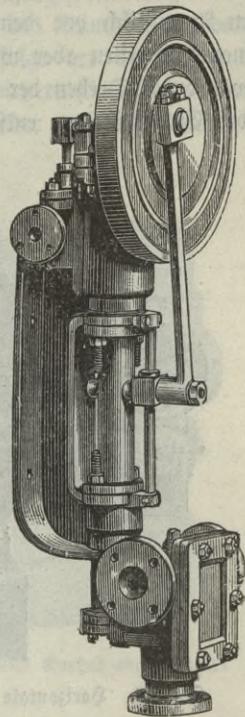


Fig. 61. Wilsons Patent-Dampfpumpe.

eilen vorhanden ist (Einstellung des Schiebers auf beiderseits gleiches und hinreichend großes lineares Voreilen). Die Größe des linearen Voreilens ergibt sich im allgemeinen durch die Aufteilung der Excenter-  
scheibe auf der Schwungradwelle und insbesondere bei den Pumpen nach Fig. 1 bis 6, Taf. XXV, und Fig. 59, Text, durch richtige relative Stellung des Kurbelzapfens zum Excentermittel, die hier sehr leicht schon am Anreißtisch vor dem Bohren festgestellt werden kann. Das gleiche lineare Voreilen aber wird erzielt durch Einstellung des Schiebers und zwar durch Drehen der mit Schraubengewinde versehenen Schieberstange oder Excenterstange, entsprechend der jeweiligen Construction.

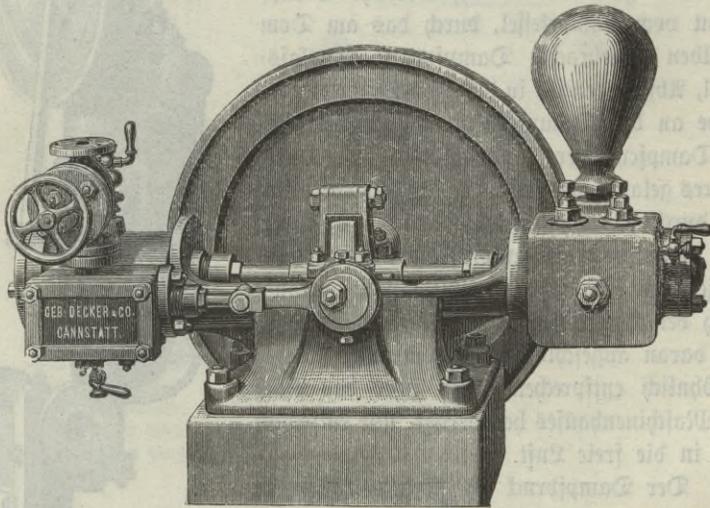


Fig. 62. Horizontale Dampfpumpe mit durch Kurbelschleife angetriebener rotierender Steuerwelle.

Steht der Schieber in der Mitte zwischen seinem größten beiderseitigen Ausschub, so sind durch die an seiner Hohlung beiderseits anschließenden Lappen die Dampfeinlasscanäle nicht nur vollständig geschlossen, sondern nach innen und nach außen überdeckt und man spricht deshalb von äußerer und innerer Überdeckung des Schiebers.

Die äußere Überdeckung bestimmt den Abschluss des Dampfeinlasscanals bevor der Kolben in seinem Laufe am Hubende angelangt ist und somit die Expansion des Dampfes, indem nach Abschluss des Canales kein Dampf mehr in den Cylinder nachströmen kann und mithin der darin

enthaltene Dampf sich ausdehnen (expandieren) muß. Bei der hier angewendeten einfachen Schiebersteuerung erfolgt gewöhnlich die Dampfeinströmung auf 0,9 oder 0,7 des Kolbenhubes, ersteres bei kleinen Pumpen.

Die innere Überdeckung dagegen bestimmt den Abschluß des Dampfauslasscanales, bevor der Kolben in seinem Laufe am Hubende angelangt ist und somit die Compression des Dampfes im Dampfcylinder.

Die Eröffnung der Ein- und Ausströmung des Dampfes vor dem Anlangen des Kolbens am jeweiligen Hubende infolge der äußeren und inneren Überdeckung und der Nothwendigkeit des linearen Voreilens ergibt die Voreinströmung des Dampfes in den Cylinder und die Voraus-

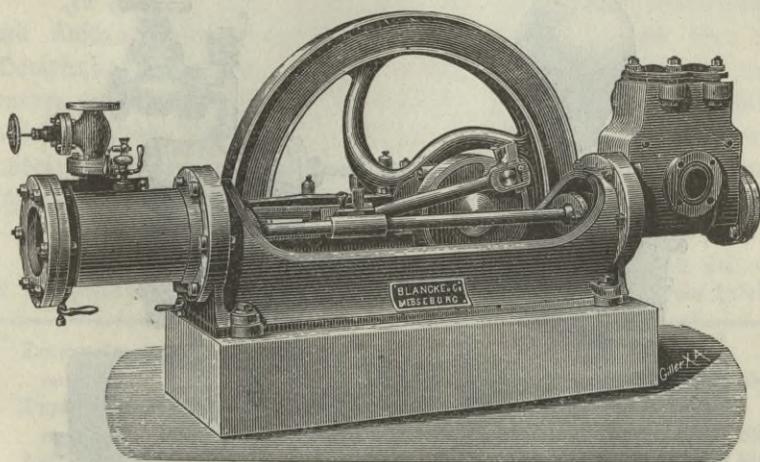


Fig. 63. Horizontale Dampfpumpe mit durch Leitstange und Kurbel angetriebener rotirender Steuerwelle.

strömung und demnach hat man folgende sechs Perioden der Dampfvertheilung: Voreinströmung, Einströmung (Füllung, Admission), Expansion, Vorausströmung, Ausströmung, Compression, welche sich auch im Indicatordiagramm\*) erkennen lassen.

\*) Es ist hier auf das Indicatordiagramm hingewiesen, obwohl dieses bis nun zumeist und hauptsächlich nur bei den Dampfmaschinen zum Fabriksbetrieb zur Discussion gelangt, während dessen Anwendung auch bei Pumpen wertvoll erscheint, wie die mit vielen Diagrammen ausgestattete Fachschrift: „Indicator-Veruche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen“ von A. Riedler (München 1881) erweist.

In Fig. 61, Text, ist Wilsons Patent-Dampfpumpe mit auf dem Dampfcylinder liegender Schwungradwelle und Schieberantrieb durch einen Excenterzapfen und Schleife in der Schieberstange, abgebildet.\*)

In Fig. 62, Text, ist die Decker'sche horizontale doppelwirkende Pumpe mit Kurbelschleife mit einfacher Schiebersteuerung abgebildet, welche den modernen Typus der Montirung der freitragenden Cylinder am Bett durch Verschraubung mittels abgefräster Flanschen zeigt. Das Steuerungsexcenter ist auf der, das Schwungrad tragenden gekrüpfsten, Kurbelwelle freitragend montiert. Die constructiven Details einer solchen

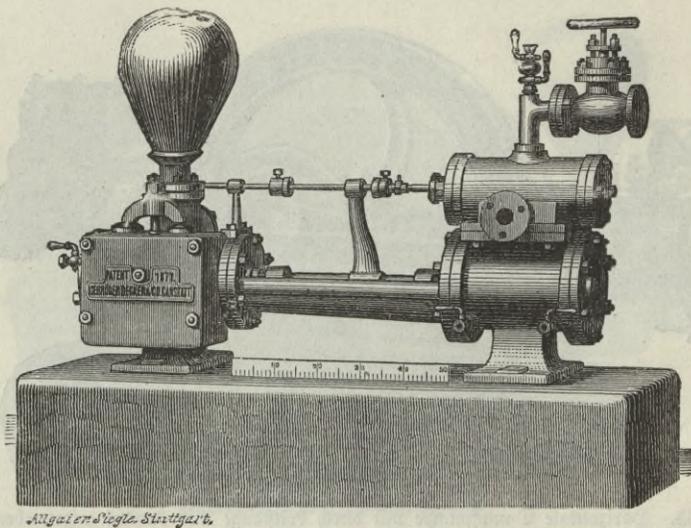


Fig. 64. Directwirkende Dampfpumpe.

\*) Große Pumpen zur Wasserhebung erhalten eine besondere Dampfmaschine zu ihrem Antrieb. Als solche seien angeführt die Pumpen für Wasserleitungen zur Wasserversorgung großer Städte, z. B. das Pumpwerk der Kaiser-Ferdinands-Wasserleitung in Wien, welches Wien früher mit Wasser versorgte und das Potschacher Wasserwerk der Wiener Hochquellenleitung; auch das Dampfpumpwerk auf der Wiener Weltausstellung 1873, welches wie die Rotunde am Platze bestehen belassen wurde und gelegentlich in Thätigkeit gesetzt wird, beschrieben und abgebildet in *Uhlands prakt. Maschinen-Constructeur* Jahrgang 1875, Tfl. 50, gehört hierher. Es kommen bei solchen Wasserwerken horizontale oder verticale Pumpen zur Anwendung, mit Riemenantrieb und Räderüberzeugung oder mit directem Dampfbetrieb durch Balancier-Dampfmaschinen oder durch entsprechend eingerichtete horizontale Dampfmaschinen.

doppeltwirkenden Dampfpumpe sind in Fig. 1 bis 14 auf Taf. XXVI dargestellt.

In neuester Zeit wird mit Vorliebe die Anordnung der doppeltwirkenden liegenden Dampfpumpen mit rotierender Steuerwelle so zur Ausführung gebracht, daß die rotierende Welle durch Leitfange und Kurbelscheibe vom gerade geführten Kreuzkopf angetrieben, zwischen dem Dampfcylinder, und Pumpencylinder im Maschinenbett gelagert ist, an welches diese beiden Cylinder freitragend montiert sind. Eine elegante Ausführung dieser Art zeigt Fig. 63, Text.\*) Das Steuerexcenter sitzt hierbei neben dem Kurbellager auf der Schwungradwelle.\*\*)

In Fig. 64, Text, ist die Decker'sche directwirkende Dampfpumpe mit Anschlagsteuerung abgebildet. Dieselbe enthält in dem über dem Dampfcylinder liegenden cylindrisch ausgebohrten Schiebergehäuse einen runden, entsprechend geformten Kolbenschieber (*E*-Schieber). Die Anschläge auf der Schieberstange sind zur Veränderung des Kolbenhubes für eine andere zu liefernde Wassermenge verstellbar und deshalb durch Stellschrauben festgestellt. Um harte Stöße der Anschläge zu verhindern, sind

\*) Die Hauptdimensionen, nach welchen diese Pumpen nach Fig. 63, Text, von C. W. Julius Blanke & Co. in Merseburg ausgeführt werden, enthält folgende Tabelle:

Durchmesser des Dampfcylinders, mm . . . . .	100	130	180	210	250	300	350
Durchmesser des Wassercylinders, mm . . . . .	50	75	100	125	150	175	200
Hub, mm . . . . .	110	160	230	260	350	400	450
Rohr-Durchmesser für directen Dampf, mm . . . . .	20	26	33	40	50	60	65
Rohr-Durchmesser für verbrauchten Dampf, mm . . . . .	26	33	40	50	60	75	80
Saug- und Druck-Rohr-Durch- messer, mm . . . . .	35	50	65	80	100	120	140
Touren pro Minute . . . . .	75	75	60	60	45	40	35
Leistung pro Stunde in $m^3$ . . . . .	2	4,5	9	18	27	40	50
Gesamnte Saug- und Druck-Höhe bei $3\frac{1}{2}$ Atm. Dampfdruck, m . . . . .	45	40	40	30	30	35	32
Ungefähres Gewicht der Pumpe, kg	250	300	750	980	1800	2600	3450

\*\*) Eine recht sinnreiche Anordnung des Excenters auf der am Lagerhals laufenden verlängerten Schwungradnabe, bei einer Dampfpumpe von Gebrüder Sulzer in Winterthur, ist in den Technischen Mittheilungen von der Westausstellung in Paris 1878, in Dinglers polyt. Journal abgebildet.

Kautschuk- oder Lederscheiben beigelegt. Der durch den Anschlag in Bewegung gesetzte Kolbenschieber vollführt die weitere Bewegung unter Dampfdruck.\*)

Die in neuerer Zeit vielfach als Pumpe zur Kesselspeisung, als Feuerspritze, für hydraulische Aufzüge und überhaupt für alle Zwecke der Wasserlieferung mit einem 10 bis 12 at erreichenden Wasserdruck, zur Anwendung kommende *Worthington*-Dampfpumpe normaler Construction ist in Fig. 65, Text in einer perspectivischen Ansicht in Fig. 66, Text, im Längsschnitt und in Fig. 67, Text, in der Stirnan sicht auf die beiden Dampfzylinder mit den darüber liegenden Schieberkästen dargestellt. Die *Worthington*-Dampfpumpe dient bei entsprechenden Dimen-

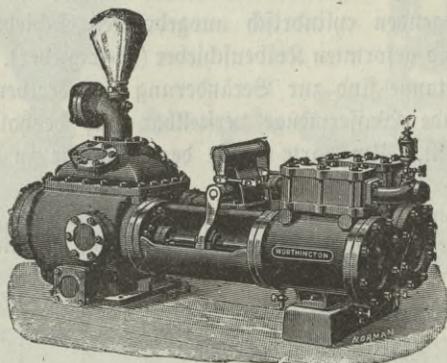


Fig. 65.

sionen auch als Pumpe für die Wasserhebung auf geringe Förderhöhen, für Wasserstationen der Eisenbahnen zc. Die Fig. 68, Text, stellt eine solche *Worthington*-Dampfpumpe für geringe Druckhöhen dar.

Die *Worthington*-Dampfpumpe besteht aus zwei nebeneinander liegenden vollständigen doppelwirkenden Dampfpumpen mit Schiebersteuerung ohne rotierende Steuerwelle. Die Schieberbewegung für die Dampfsteuerung wird für den linksseitigen Dampfzylinder Fig. 65 und 68, Text, mittels Hebelübertragung von der rechtsseitigen Kolbenstange und für den rechtsseitigen Dampfzylinder von der linksseitigen Kolbenstange, beziehungsweise in Fig. 66, Text, für den rückwärtigen Dampfzylinder

\*) Durchschnittszeichnungen, aus welchen die innere Einrichtung zu ersehen ist, sind in Ahlands „Praktischem Maschinen-Constructeur“ enthalten.

von der vorderen Kolbenstange und für den mit seinem Schieberkasten im Durchschnitt gezeichneten vorderen Dampfcylinder von der rückwärtigen Kolbenstange abgeleitet. Es kommt sohin keine rotierende Steuerwelle aber auch kein stoßbehafteter Anschlagmechanismus behufs Einleitung der Schieberbewegung vor, sondern letztere erfolgt völlig stoßfrei durch Hebelübersehung.

Jeder der beiden Dampfkolben öffnet, vermittels der zugehörigen Kolbenstange und Hebelübersehung, vor Beendigung seines Hubes den Dampfeinlaßcanal im Schieberkasten der anderen Pumpe, bleibt am

Fig. 66.

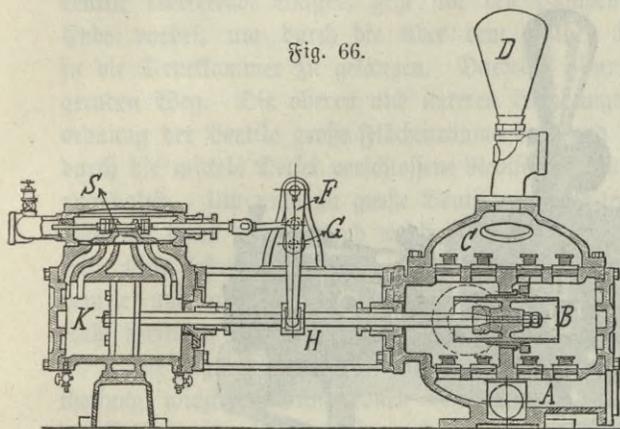
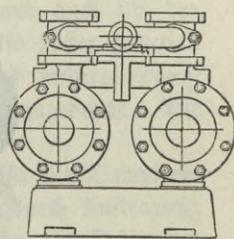


Fig. 67.



Worthington-Dampfumppe. (Fig. 65 bis 67.)

Hubeinde stehen, wobei zugleich der Dampfeinlaßcanal im Schieberkasten der anderen Pumpe vollständig geöffnet ist, und zwar bleibt der Kolben infolge der zwischen demselben und dem Cylinderdeckel eintretenden Compression des rückständigen Dampfes (Dampfpuffer) stehen und geht erst zurück, nachdem der zugehörige, durch die Kolbenbewegung im zweiten Cylinder mittels Hebelübersehung bethätigte Dampfsteuerschieber den Dampfeinströmungscanal geöffnet hat.

Zufolge dieser zeitweisen Arretierung der Pumpenkolben können die Pumpenventile sich allmählig auf ihre Ventilsitze senken, wodurch ein sanftes und stoßfreies Arbeiten erzielt wird.

Da der Dampfeinströmungscanal stets in einem der beiden Schieberkästen geöffnet ist, so ist auch kein todter Punkt vorhanden, sondern die Pumpe kann in jeder Stellung sofort angehen. Es wird sohin die

Pumpe durch einfaches Öffnen oder Schließen des Dampfeinlassventiles in Gang gesetzt oder abgestellt.

Der Längsschnitt in Fig. 66, Text, ist durch die vorderen Cylinder geführt und zwar links durch den Dampfcylinder *K* und den Schieberkasten mit dem Steuerungsschieber *S* und rechts durch den Pumpenzylinder mit dem Pumpenkolben *B*, Saugraum *A* und Druckraum *C* mit dem Windkessel *D* in der Ansicht darüber. Am Pumpenzylinder ist der Druckwindkessel aufgeschraubt. Die beiden Figuren 65 und 66, Text, zeigen in ihrem Zusammenhalte die Steuerhebel in der vorderen und in der rückwärtigen

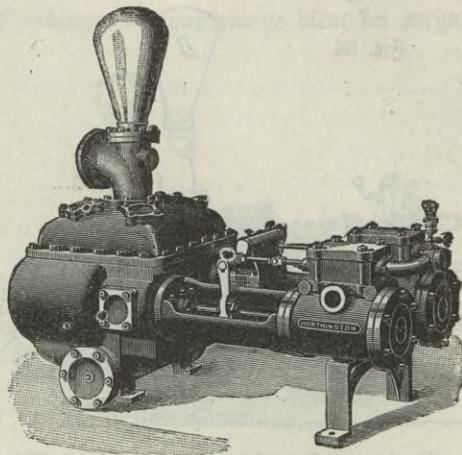


Fig. 68. Worthington-Dampfpumpe für geringe Druckhöhen.

Ansicht. Die langen Hebel, wovon der auf der oberen Querswelle montierte in Fig. 66, Text, bei *F* in der Ansicht gezeichnete, in Fig. 65, Text, rückwärts steht, daher nur im oberen Theile sichtbar ist, greifen in die auf den Kolbenstangen aufgekeilten Muffen *H* ein. Die kurzen Hebelarme, wovon der auf der unteren Querswelle montierte *G*, in Fig. 66, Text, durch *F* gedeckt gestrichelt dargestellt ist, sind durch kurze Lenkstangen mit den Schieberstangen verbunden. Vom Schieber Spiegel führen zu jedem Cylinderende zwei Canäle. Hiervon dient der äußere für die Dampfeinströmung und der innere für die Dampfausströmung. Es findet also die Dampfausströmung durch einen anderen Canal statt als die Einströmung und darauf beruht die Bildung des Dampfpuffers am Kolbenhubende.

Der Pumpenkolben *B* arbeitet in einer starken metallenen Führungsbüchse. Diese beiden Theile sind so montirt, daß sie schnell herausgenommen und nachgearbeitet, oder wenn nöthig, durch neue Stücke ersetzt werden können. Auch ist die Einsetzung eines etwas größeren oder kleineren Pumpencylinders leicht ausführbar, wenn dies das Verhältnis der Kraft zur Arbeitsleistung erforderlich erscheinen läßt.

Die Pumpenkolben liegen über den Saugventilen, damit unterhalb der sich reibenden Theile ein Raum vorhanden ist, in welchem sich fremde Bestandtheile ablagern können. Das vom Saugraum durch die Saugventile eintretende Wasser, geht um den Pumpenkolben und an dessen Ende vorbei, um durch die über dem Kolben liegenden Druckventile in die Druckkammer zu gelangen. Dasselbe nimmt also einen ziemlich geraden Weg. Die oberen und unteren Wandungen bieten für die Anordnung der Ventile große Flächenräume dar, und die Ventile selbst sind durch die mittels Deckel verschlossene Revisionsöffnungen von außen leicht zugänglich. Um nicht zu große Ventile zu erhalten, und auch für den Fall als eines durch irgend welche Umstände festgesetzt, also außer Function tritt, nicht sofort den Betrieb einstellen zu müssen, sind mehrere Saugventile und mehrere Druckventile an jedem Cylinder angebracht. Die Zahl derselben richtet sich nach der Größe der Pumpe.

Die Figuren 4 und 5, Taf. XXVII lassen die für die Dampfvertheilung wichtigen Dimensionen ersehen und stellen, durch Auftragung der Kolbenwege als Abszissen und der Canaleröffnungen als Ordinaten, zugleich die Dampfvertheilung dar. Es sind die vom Verfasser construirten Steuerungsdiagramme der *Worthington*-Dampfpumpe und zwar ergibt das Diagramm Fig. 4 die Dampfvertheilung für den in Fig. 66, Text, hinten liegenden Dampfzylinder, dessen Schieber durch die auf der oberen Hebelwelle aufgekeilten Hebel bewegt wird, und das Diagramm Fig. 5 die Dampfvertheilung für den in Fig. 66, Text, im Schnitt gezeichneten vorderen Cylinder, dessen Schieber durch die auf der unteren Hebelwelle aufgekeilten Hebel bewegt wird. In Fig. 4, Taf. XXVII ist ferner außer dem Steuerungsdiagramme links der verticale Mittelschnitt des zugehörigen Dampfzylinders und Schiebers dargestellt. Der in der Mittelstellung gezeichnete Dampfvertheilungsschieber überdeckt die beiden zu den Cylinderenden führenden äußeren mit *a* cotierten Canäle, (Dampfeinströmungscanäle) durch welche der Dampf aus dem Schieberkasten in den Cylinder strömt, sobald dieselben bei der Schieberbewegung geöffnet werden, um die cotierte Größe *e* und es ist mithin *e* die äußere

Überdeckung. Wie ersichtlich, ist dieselbe nicht groß. Die inneren, für die Dampfausströmung bestimmten, ebenfalls zu den Cylinderenden führenden und mit  $a$  cotierten Canäle (Dampfausströmungscanäle) sind in der Mittelstellung des Schiebers nicht vollständig geschlossen. Es ist mithin die cotierte Größe  $i$  eine negative innere Überdeckung, welche behufs Erzielung eines hinreichend großen inneren linearen Voreilens für die Dampfausströmung zu Beginn des Kolbenrückganges erforderlich erscheint. Die mit  $a_1$  cotierten Dimensionen sind die Stegbreiten und  $a_0$  ist die Weite des Auspuffcanales, durch welchen der abgearbeitete Dampf in das Dampfausströmungsrohr gelangt. Die Schieberstange  $gh$  schließt sich bei  $g$  mittels eines Charnierbolzens an die kurze Lenkstange  $a'g$ , mittels welcher die Schieberbewegung vom kurzen Hebel  $Oa'$  eingeleitet wird. Der zugehörige lange Hebel ist  $OA$ , und zwar sind  $Oa'$  und  $OA$  die Mittelstellungen beider Hebel, welche mit der Mittelstellung des vorderen Kolbens zusammentreffen. Dagegen sind  $Ob$  und  $OB$  die sich bei der Kolbenstellung am rechtsseitigen Hubende ergebenden Hebelstellungen, ferner  $Oc$  und  $OC$  die Hebelstellungen bei der Kolbenstellung im linksseitigen Hubende und zwar immer bei den Kolbenstellungen des vorderen Kolbens, dessen Kolbenweg unterhalb  $BC$  mit  $s'$  cotiert ist.

Der Kolbenhub des in Fig. 4, Taf. XXVII, selbst gezeichneten Kolbens (Mittelstellung voll gezogen, Endstellungen gestrichelt) ist oberhalb I und IV mit  $s$  cotiert, wobei die Dimension  $u' + s_0$  die Strecke vorstellt, um welche der vordere Kolben aus der (mit der Muffe auf der Kolbenstange zusammenfallend gedachten) Mittelstellung bei  $A$  in der Richtung des Pfeiles  $p_1$  nach rechts gegangen ist, bis der linksseitige Dampfeinlasscanal  $a$  für den in Fig. 4 Taf. XXVII gezeichneten hinteren Cylinder um das lineare Voreilen geöffnet ist, damit der zugehörige Kolben seinen Rechtsgang in der Pfeilrichtung  $p_2$  beginnen kann.

Für die in der Pfeilrichtung  $p_1$  erfolgende Rechtsbewegung des vorderen Kolbens aus der Mittelstellung  $A$  bis  $P$ , wobei die Steuerhebel um den Winkel  $\omega$  aus der verticalen Mittellage in der Richtung des Pfeiles  $p$  nach rechts bewegt wurden, ergibt die mit  $\xi$  cotierte Strecke  $RS$  den Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts für den gezeichneten Schieber des rückwärtigen Cylinders. Dieser Schieberweg ist im Punkte  $P$  für den zugehörigen Kolbenweg  $IP$  als Ordinate aufgetragen. Die Canaleröffnung  $E$  für die Dampfeinströmung ist nun für den Schieberweg  $\xi$  mit Rücksicht auf die äußere Überdeckung  $e$

$$E = \xi - e = NM$$

weil die durch  $N$  gezogene horizontale Gerade zu der durch  $P$  gehenden als Abscissenachse dienenden Kolbenweglinie im Abstände  $e$  parallel gezogen wurde, wie nach der Cotierung ersichtlich ist. Wird nun in gleicher Weise für die übrigen Kolbenstellungen die jeweilig zugehörige Schieberstellung ermittelt, so ergibt sich die Linie  $AD$  als Begrenzungslinie der die Schieberwege für die rückwärtigen Cylinder darstellenden Ordinaten für den Kolbenweg von  $A$  bis  $B$  in der Richtung des Pfeiles  $p_1$  und ebenso bildet die Linie  $DA$  die Begrenzung der als Coordinaten aufgetragenen Schieberwege für den Rückgang des vorderen Kolbens von  $B$  bis  $A$ . Die verticalen Schraffierungslinien von  $I$  bis  $D$  stellen mithin die Canaleröffnungen für die Dampfeinströmung in den rückwärtigen Cylinder während des Rechtsganges des zugehörigen Kolbens durch die Wegstrecke  $s_2$  dar. Ist der rückwärtige Kolben in  $D$  angelangt, so steht der vordere Kolben am Hubende und kommt dort zum Stillstande. Während dieser Stillstandspause des vorderen Kolbens bei vollständig geöffnetem Dampfeinlasscanale im rückwärtigen Cylinder, legt der rückwärtige Kolben die mit  $s_3$  cotierte Wegstrecke von  $D$  bis  $F$  zurück. Es folgt darauf der Rückgang des vorderen Kolbens von  $B$  nach  $A$  welcher, wie schon angegeben, die nach  $FG$  hin, in der Bewegungsrichtung des rückwärtigen Kolbens, übertragene Linie  $DA$  für die Begrenzung der Schieberweg-Ordinaten ergibt. Die Linie  $FG$  schneidet die Linie der äußeren Überdeckung nach der Kolbenwegstrecke  $s_4$  im Punkte  $\Pi$  und dieser Punkt bezeichnet somit das Ende der Dampfeinströmungsperiode für den rückwärtigen Cylinder, beziehungsweise den Beginn der Expansion in demselben.

Es ist mithin der Kolbenweg  $s_1$  während der Füllungsperiode im rückwärtigen Cylinder

$$s_1 = s_2 + s_3 + s_4$$

und hierdurch das Füllungsverhältnis ( $s_1 : s$ ) bestimmt.

Die Canaleröffnung  $E_a$  für die Dampfausströmung durch den Ausströmungscanal, ist für den Schieberweg  $\xi$  aus der Mittelstellung nach links, im Hinblick auf die negative Überdeckung  $i$

$$E_a = \xi + i$$

Werden diese Schieberwege aus der Mittelstellung nach links, welche sich für die Kolbenwege von  $A$  bis  $C$  ergeben, nach abwärts als Ordinaten aufgetragen, so ergibt sich die Linie  $AE'$  als Begrenzungslinie aller Schieberweg-Ordinaten für den Linksgang des vorderen Kolbens von  $A$  bis  $C$  und die Linie  $E'A$  für den Rechtsgang des vorderen Kolbens

von  $C$  bis  $A$ . Bei  $G$  schließt sich mithin die nach  $GH$  in die Kolbenbewegungsrichtung nach dem Pfeil  $p_3$  übertragene Linie  $AE'$  als Begrenzungslinie der für die Dampfausströmung maßgebenden Schieberweg-coordinaten an.

Im Punkte III schneidet diese Linie die in der Entfernung  $i$  oberhalb der Abscissenachse gezogene, dazu parallele Gerade und es beginnt somit bei der Kolbenstellung im rückwärtigen Cylinder im Punkte III die Vorausströmungsperiode. Die Wegstrecke  $s_5$  von II bis III entspricht somit der Expansionsperiode, welche bei II beginnt und bei III beendet ist. Die Wegstrecke  $s_6$  von III bis IV fällt in die Vorausströmungsperiode. In IV befindet sich der Kolben am Hubende, nachdem er von I bis IV den cotierten ganzen Kolbenhub  $s$  zurückgelegt hat. Es erfolgt nun der Stillstand, während welchem der vordere Kolben den Weg  $s_0$  zurücklegt. Durch weitere Übertragung der Strecke  $t$  nach  $t_1$  ( $t = t_1$ ) ergibt sich der Punkt  $T$  von welchem die Begrenzungslinie  $AE'$  nach links in der Pfeilrichtung  $p_4$  von  $T$  nach  $U$  übertragen ist, um die weiters für die Dampfausströmung maßgebenden Schieberwegs-Ordinaten zu erhalten, die zugleich in der Ordinate bei IV einschließlic  $i$  das innere lineare Boreilen für die Ausströmung zu Beginn des Kolbenrückganges darstellt. Es stellen ferner die von der Linie der negativen inneren Überdeckung  $i$  nach abwärts gezogenen verticalen Schraffierungslinien die Canaleröffnung für die Ausströmung dar, welche bis zur vollen Eröffnung der ganzen Canalweite  $a$  reichen. Der weitere Verlauf der Linie  $TU$  über ihren Durchschnittspunkt mit der die Schraffierungslinie begrenzenden Canalkante stellt die Überschiebung der äußeren Kante des Ausströmungscanales durch die innere Schieberkante dar. Ist der rückwärtige Kolben bei seinem Linksgange in der Pfeilrichtung  $p_4$  während der Wegstrecke  $s_7$  nach  $U$  gelangt, so steht der vordere Kolben am Hubende bei  $C$  und bleibt dort stehen. Während dieses Stillstandes durchläuft der rückwärtige Kolben die Wegstrecke  $s_8$  von  $U$  bis  $V$  und nun beginnt der vordere Kolben wieder seinen Rechtsgang von  $C$  nach  $A$ , welcher die nach  $VW$  übertragene Begrenzungslinie der Schieberweg-Ordinaten  $E'A$  ergibt. Von dem Schnittpunkte der Linie  $VW$  mit der äußeren Canalkante des Ausströmungscanales weg, folgt die Verengung des Ausströmungscanales wie die bezüglichlichen verticalen Schraffierungslinien erkennen lassen. Die Canalverengung durch die Linie  $VW$  kommt jedoch nur so weit in Betracht, bis der nunmehr die Innenkante des Ausströmungscanales in der Cylinder-

bohrung überschiebende Kolben, welcher daselbst endlich den vollständigen Canalschluss bewerkstelligt, eine geringere Canaleröffnung für die Dampfausströmung hervorbringt, als sie der Schieber an der Ausmündung des Canales im Schieberpiegel ergibt. Beginnt nun bei der Kolbenstellung in  $m$  nach der Wegstrecke  $s_0$  die Canalverengung durch den Kolben in der Cylinderbohrung, also nach der weiteren Wegstrecke  $a$  der Canalschluss daselbst, so ergibt die diagonale Gerade  $mn$  die Begrenzung der Canaleröffnungen in dieser Wegstrecke  $a$  und es wird mithin diese Linie vom Schnittpunkte mit jener  $VW$  weg, für die Canaleröffnung während des letzten Theiles der Ausströmungsperiode maßgebend. Die restliche Wegstrecke  $s_0$  gehört der Compressionsperiode an. Am Ende derselben kommt der rückwärtige Kolben zum Stillstand. Der mittlerweile über  $A$  nach rechts gegangene vordere Kolben vollführt während dieses Stillstandes den Weg  $s_0$  (wobei  $u = u'$  ist) und es ist fernerhin für die Schieberbewegung am rückwärtigen Cylinder wieder die Linie  $AD$  maßgebend, welche behufs Ermittlung des Beginnes der Voreinströmungsperiode von  $W$  nach  $WX$  übertragen wurde.

Vorstehend wurde nur die Dampfvertheilung für die linke Kolbenseite des rückwärtigen Cylinders in Betracht gezogen. Jene für die rechte Kolbenseite ergibt sich in ähnlicher Weise mit den Begrenzungslinien der Schieberweg-Ordinaten  $AD'$  und  $AE$ .

Durch einen analogen Vorgang wurde das Diagramm Fig. 5, Taf. XXVII, für die Dampfvertheilung im vorderen Cylinder im Zusammenhange mit der Kolbenbewegung im rückwärtigen Cylinder gewonnen. Es ist darin wieder  $s$  der Kolbenhub des Kolbens im rückwärtigen Cylinder und  $s'$  jener des Kolbens im vorderen Cylinder, wobei natürlich dem Zahlenwerte nach  $s' = s$  ist. Die übrigen Buchstaben haben die gleiche Bedeutung wie im vorstehend betrachteten Diagramme und es ist mithin die dort gegebene Erklärung auch für dieses Diagramm gültig.

In beiden Fällen ist für die Länge  $l$  des kurzen Steuerhebels und den Ausschlagwinkel  $\omega$  von der Verticalstellung nach rechts oder nach links der zugehörige Schieberweg

$$\xi = l \cdot \sin \omega.$$

Diese Art der Schieberbewegung ist die hervorragende und im Hinblick auf den tadellosen Gang wichtige Eigenthümlichkeit der *Worthington*-Dampfmaschine.

Je nach der Öffnung des Dampfeinlassventiles ergibt sich ein größerer oder geringerer Überdruck auf die Dampfkolben und hiermit eine

größere oder geringere Kolbengeschwindigkeit, so daß die *Worthington*-Dampfpumpe mit jeder beliebigen Geschwindigkeit von einem Kolbenpiel pro Minute bis zu ihrer maximalen Geschwindigkeit (normal 0,33 bis 0,5 m/Sec) zu arbeiten vermögen, was insbesondere mit Rücksicht auf ihre Verwendung als Speisepumpen für Dampfkessel wertvoll erscheint.

Die Injectoren oder Dampfstrahlpumpen fördern das Wasser vermittels eines durchströmenden Dampfstrahles. Die gegenwärtig gebräuchlichsten Constructionen beruhen auf dem von Giffard eingeführten Principe, zeigen jedoch Abweichungen in der Detailconstruction und man unterscheidet demnach saugende und nichtsaugende Injectoren. Die im Fabriksbetrieb als Kesselspeisepumpen gebräuchlichsten Injectoren sind: der Injector von Schäffer & Budenberg, die Friedmann'schen Injectoren und der Universalinjector von Körting.

Der Injector von Schäffer & Budenberg ist in den Fig. 69 und 70, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt in liegender Anordnung dargestellt.

Die Wirkungsweise desselben ist folgende: Ein durch den Einlasshahn in die Dampfkammer und die Dampfduße hindurch geleiteter Dampfstrahl streicht an dem in die Wasserkammer mündenden Saugrohr vorüber und wirkt theils durch Condensation, theils mechanisch ansaugend auf das darin befindliche Wasser, indem er dasselbe mit sich in die Mischungsduße reißt, und durch den Übersprungraum (Schlabberaum) frei hindurch, mit großer Geschwindigkeit in die Fangduße treibt, derart, daß durch die, dem Wasser inwohnende lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie) das Druckventil des Injectors gehoben wird und das Wasser aus dem Injector in das Speiserohr und weiter durch das selbstthätige Speiseventil in den Dampfkessel gelangt.

Beim Anlassen des Injectors wird durch Drehen des Handrades die Nadel so lange verstellt, bis durch das Ablaufrohr (Schlabberrohr) kein Wasser mehr abfließt, was als Zeichen der richtigen Functionierung des Apparates dient. Es wird sodann im Übersprung kein Wasser mehr verspritzt. Das vorher dort verspritzte Wasser fließt durch die seitlichen kleinen Durchbohrungen der Wandung des Übersprungraumes in das Ablaufrohr. Es ist noch zu bemerken, daß die Nadel mit einer feinen Kreuzbohrung versehen ist, durch welche der Dampf schon bei eingeschraubter Nadel in den Condensations- oder Wasserraum strömt, um das Ansaugen zu bewirken, sobald das Dampfventil oder der Dampfshahn geöffnet wird.

Fig. 69.

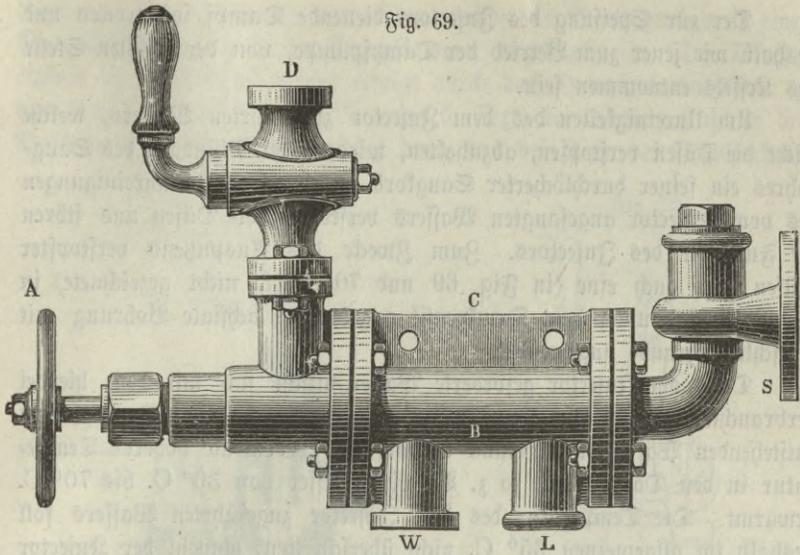
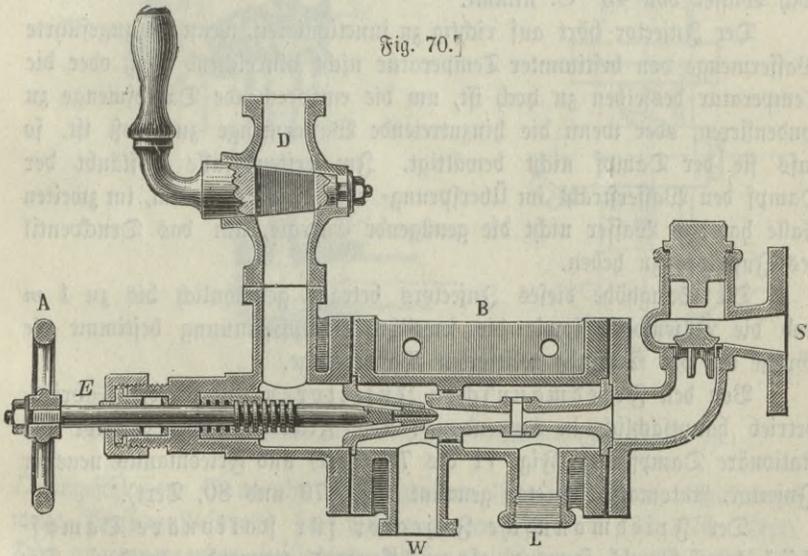


Fig. 70.



A Handrad. B Gehäuse. C Flanße. D Dampföhre. E Nadel. S Druckventil.  
W Saugrohr. L Ablaufrohr.

Injector von Schaffer & Budenberg.

Der zur Speisung des Injectors dienende Dampf soll trocken und deshalb wie jener zum Betrieb der Dampfpumpe, von der höchsten Stelle des Kessels entnommen sein.

Um Unreinigkeiten des dem Injector zugeführten Wassers, welche leicht die Düsen verstopfen, abzuhalten, wird an der Mündung des Saugrohres ein feiner durchlöcherter Saugkorb angebracht. Verunreinigungen des vom Injector angesaugten Wassers verstopfen die Düsen und stören die Function des Injectors. Zum Zwecke des Auspugens verstopfter Düsen wird auch eine (in Fig. 69 und 70, Text, nicht gezeichnete) in der Rohrwand unter dem Druckventil angebrachte achsiale Bohrung mit Verschlusschraube angewendet.

Das vom Injector geförderte Wasser mischt sich mit dem hierbei verbrauchten Dampf (beziehungsweise mit dem durch dessen Condensation entstehenden Wasser) und kommt deshalb mit bedeutend höherer Temperatur in den Dampfkessel, so z. B. wird Wasser von 30° C. bis 70° C. erwärmt. Die Temperatur des dem Injector zugeführten Wassers soll deshalb im allgemeinen 35° C. nicht überschreiten, obwohl der Injector noch Wasser von 45° C. nimmt.

Der Injector hört auf richtig zu functionieren, wenn die zugeführte Wassermenge von bestimmter Temperatur nicht hinreichend groß oder die Temperatur desselben zu hoch ist, um die entsprechende Dampfmenge zu condensieren, oder wenn die hinzutretende Wassermenge zu groß ist, so daß sie der Dampf nicht bewältigt. Im ersten Falle zerstäubt der Dampf den Wasserstrahl im Übersprung- oder Schlabberraum, im zweiten Falle hat das Wasser nicht die genügende Energie, um das Druckventil des Injectors zu heben.

Die Saughöhe dieses Injectors beträgt gewöhnlich bis zu 1 *m* und die Düsenweite sowie die jeweilige Dampfspannung bestimmt die Größe der pro Secunde gelieferten Wassermenge.

Von den Friedmann'schen Injectoren sind für den Fabrikbetrieb hauptsächlich in Anwendung: Der Friedmann'sche Injector für stationäre Dampfkessel (Fig. 71 bis 78, Text) und Friedmanns neuester Injector, Automatic-Injector genannt (Fig. 79 und 80, Text).

Der Friedmann'sche Injector für stationäre Dampfkessel kann sowohl saugend als nichtsaugend verwendet werden. Die Nadel *N* (Fig. 71, Text), ist mit einer Kreuzbohrung zur Einleitung der Saugwirkung versehen. Das Öffnen der Dampfdüse wird durch Zurückschrauben der Nadel *N* mittels der daran angebrachten Handkurbel

(oder eines Handrädchens) ausgeführt, wofür das Muttergewinde in einer Metallbüchse außerhalb der Dampfkammer angebracht ist. Der Dampfeintritt in die Dampfkammer erfolgt durch das Dampfzuleitungsrohr *A* aus dem Dampfessel (Fig. 71 und 76, Text) der Wasserzufluss in den Wasserraum des Injectors erfolgt durch das bei *B* an den Regulierhahn

Fig. 71.

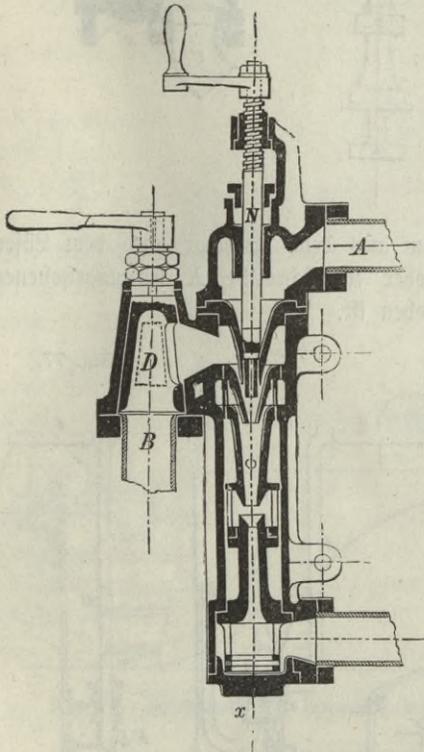
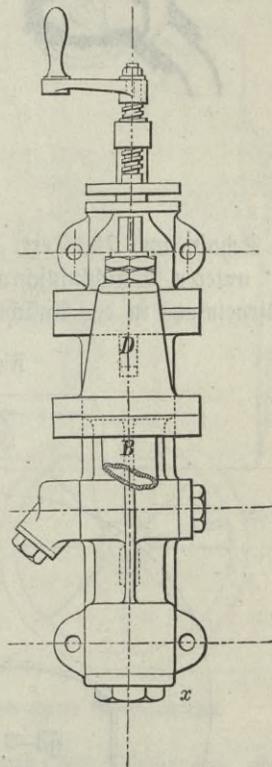


Fig. 72.



Friedmann'scher Injector für stationäre Dampffessel. (Fig. 71 bis 78.)

*D* angeschlossene Saugrohr bei saugendem (Fig. 78, Text), beziehungsweise Wasserzuleitungsrohr bei nichtsaugendem Injector (Fig. 76, Text). Das angesaugte oder zufließende Wasser wird durch die Wasserdüse in die Mischungsdüse getrieben, wobei dasselbe an einer zweiten Düsenöffnung vorbeistreichet, welche mit einem vollkommen abgeschlossenen, eine Art Windkessel bildenden Hohlraum in Verbindung steht, wie in Fig. 71

Fig. 73.

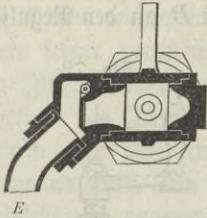


Fig. 74.

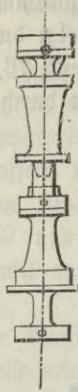
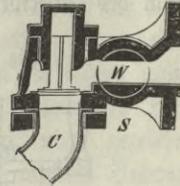


Fig. 75.



im Schnitt und 74, Text, an dem aus dem Injector nach dem Lösen der unteren Verschlusschraube oder Kopfschraube X herausgehobenen Düseineinlage in der Ansicht zu sehen ist.

Fig. 76.

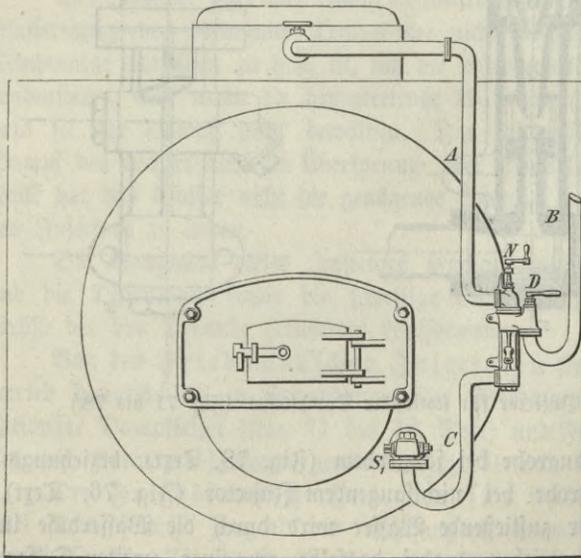
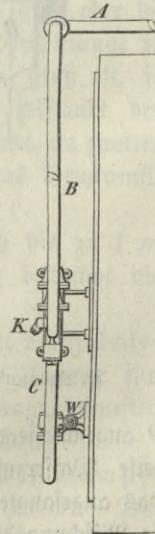


Fig. 77.



Friedmann'scher nichtsaugender Injector an einem Flammrohrkessel.

(Fig. 76 und 77.)

Sobald der Injector richtig in Gang ist, fließt das von demselben gelieferte aus der Mischungsdüse austretende Wasser in geschlossenem Strahl frei durch den Übersprung- oder Schlabberraum in die Fangdüse, aus dieser in den Druckraum und von hier durch das Speiserohr (C Fig. 76 und 77, Text) und das selbstthätige Speiseventil oder den Speisefopf (S Fig. 75 und 76, Text) in den zu speisenden Dampfkessel.

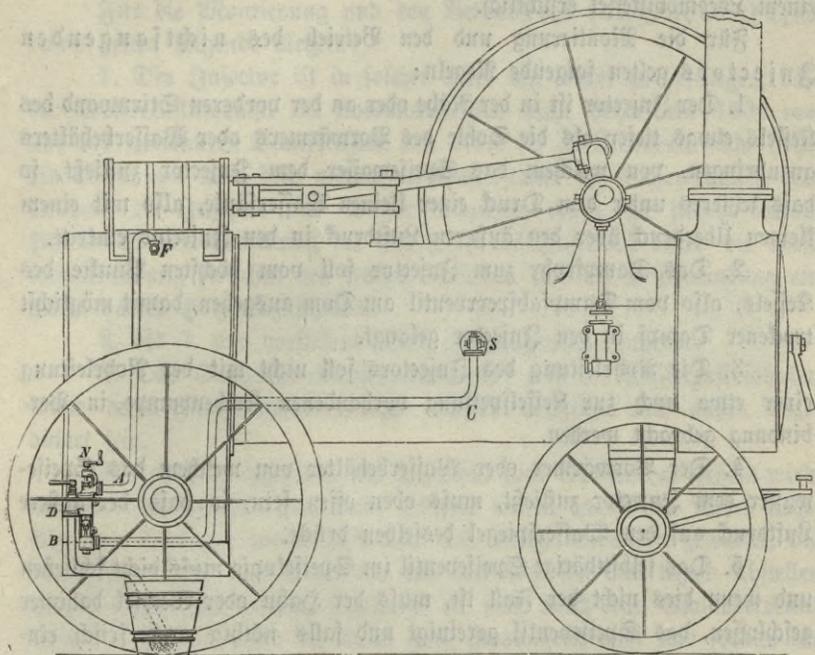


Fig. 78. Friedmann'scher saugender Injector an einem Locomobilkessel.

Zur Verhinderung des Luftfangens durch den Übersprung oder Schlabberraum ist ein sich nach außen öffnendes Klappenventil (Schlabberventil) vorhanden, an welches das Abflußrohr angeschlossen ist.

Dieses Schlabberventil ist in Fig. 72, Text, in der Ansicht und in Fig. 73, Text, im Durchschnitt mit angeschlossenem Abflußrohr E dargestellt.

Im Falle der Verstopfung der Düsen durch unreines oder salziges Wasser, kann der in Fig. 74, Text, besonders gezeichnete Düsen-einsatz durch Abschrauben der Kopfschraube X rasch und leicht herausgezogen und gereinigt oder durch einen Reserve-Einsatz ersetzt werden. Zum

Reinigen und eventuellen Einschleifen des selbstthätigen Speiseventiles ist hinter diesem am Speisekopfe ein Absperrhahn oder Wechsel (W, Fig. 75 und 77, Text) angebracht, um die Verbindung gegen den Dampfkessel zu absperren zu können.

Die Fig. 76 und 77, Text, zeigen die Montierung dieses Injectors an einem Flammrohrkessel, und zwar als nichtsaugenden Injector. In Fig. 78, Text, ist die Montierung desselben als saugenden Injector an einem Locomobilkessel ersichtlich.

Für die Montierung und den Betrieb des nichtsaugenden Injectors gelten folgende Regeln:

1. Der Injector ist in der Nähe oder an der vorderen Stirnwand des Kessels etwas tiefer als die Sohle des Vorwärmers oder Wasserbehälters anzubringen, von welchem das Speisewasser dem Injector zufließt, so dass letzteres unter dem Druck einer kleinen Wasserfäule, also mit einem kleinen Überdruck über den äußeren Luftdruck in den Injector eintritt.

2. Das Dampfrohr zum Injector soll vom höchsten Punkte des Kessels, also vom Dampfabsperrentil am Dom ausgehen, damit möglichst trockener Dampf in den Injector gelangt.

3. Die Rohrleitung des Injectors soll nicht mit der Rohrleitung einer etwa noch zur Kesselspeisung vorhandenen Kolbenpumpe in Verbindung gebracht werden.

4. Der Vorwärmer oder Wasserbehälter von welchem das Speisewasser dem Injector zufließt, muss oben offen sein, so dass der äußere Luftdruck auf den Wasserspiegel desselben drückt.

5. Das selbstthätige Speiseventil im Speisekopfe muss dicht schließen und wenn dies nicht der Fall ist, muss der Hahn oder Wechsel dahinter geschlossen, das Speiseventil gereinigt und falls nöthig auch frisch eingeschliffen werden.

6. Die Ventilklappe des Schlabberventiles muss im Charnier leicht beweglich sein, um leicht zu spielen.

7. Die Temperatur des dem Injector zufließenden Speisewassers soll 55° C. nicht übersteigen.

8. Zur Inangabelegung des Injectors zum Speisen des Kessels wird, nachdem das Dampfabsperrentil geöffnet wurde, zuerst die Nadel ein wenig herausgeschraubt um das Condensationswasser aus dem Dampfzuleitungsrohre durch das Schlabberventil abfließen zu lassen. Sobald durch das Schlabberventil in das Abflussrohr Dampf austritt, wird die Dampfdüse durch Hineinschrauben der Nadel wieder geschlossen. Hierauf

wird der Wasserzuflusshahn ganz geöffnet, sodann die Nadel ganz herausgeschraubt und endlich der Wasserzuflusshahn wieder soweit zuge dreht, bis durch das Schlabberventil kein Wasser mehr abfließt, was ein Zeichen dafür ist, daß sich der Injector nunmehr in regelrechtem Gange befindet.

9. Beim Abstellen des Injectors nach hinreichender Speisung wird zuerst die Nadel ganz hineingeschraubt und dann der Wasserzuflusshahn geschlossen.

Für die Montierung und den Betrieb des saugenden Injectors gelten folgende Regeln:

1. Der Injector ist in solcher Höhe am Kessel zu befestigen, daß der Wasserzuflusshahn bei Locomobilkesseln nicht höher als 1400 mm und bei stationären Dampfkesseln mit 6 bis 12 at Überdruck nicht höher als 2200 mm über dem niedrigsten Wasserstande im Wasserbehälter, aus welchem der Injector das Wasser ansaugen muß, zu stehen kommt. Hierbei ist zur Verhütung der Erhitzung des Injectors durch die heiße Kesselwandung zwischen den Füßen desselben und der Kesselwandung ein Stück hartes Holz einzuschalten.

2. bis 7. wie vorstehend beim nichtsaugenden Injector.

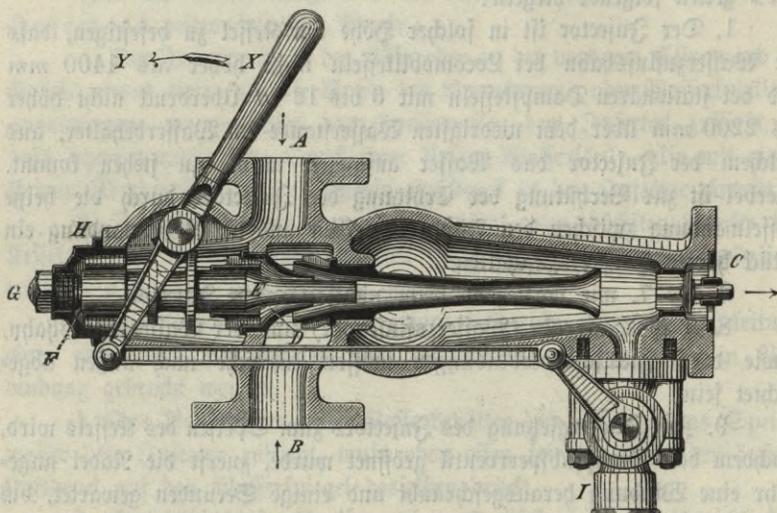
8. Das Saugrohr (Wasserzuflußrohr) und der Wasserzuflusshahn, sowie deren Flanschenverbindungen müssen luftdicht nach außen abgedichtet sein.

9. Zur Inangesehung des Injectors zum Speisen des Kessels wird, nachdem das Dampfabsperrentil geöffnet wurde, zuerst die Nadel ungefähr eine Windung herausgeschraubt und einige Secunden gewartet, bis das Wasser durch das Saugrohr und den noch seit dem letzten Abstellen offenen Wasserzuflusshahn angesaugt ist und durch das Schlabberventil abfließt. Hierauf wird die Nadel ganz herausgeschraubt und sodann der Wasserzuflusshahn soweit zuge dreht, bis durch das Schlabberventil kein Wasser mehr abfließt.

10. Beim Abstellen des Injectors nach hinreichender Speisung wird die Nadel ganz hineingeschraubt. Der Wasserzuflusshahn bleibt immer offen.

Friedmanns neuester Injector, Automatic-Injector genannt, für stationäre Dampfkessel, zeigt in seiner Construction von dem vorherbeschriebenen Injector eine ganz wesentliche Verschiedenheit. Derselbe ist in Fig. 79, Text, theilweise im Durchschnitt und theilweise in der Ansicht mit den außen angebrachten Hebeln und der sie verbindenden Zugstange dargestellt.

Das aus einem Gußstück hergestellte Injectorgehäuse enthält drei Rohranschlussöffnungen, u. zw.: *A* für den Dampfzufluß, *B* für das zufließende, beziehungsweise anzufaugende Speisewasser und *C* für das nach dem Kessel zu fördernde vom Injector gelieferte Speisewasser. Überdies ist noch eine mit dem Auslasshahn *I* versehene Öffnung seitlich vorhanden. Der Hahn *I* vertritt die Stelle des sonst üblichen Schlabberventiles und ist bei der Inangefezung des Injectors offen, während der Speisung aber stets geschlossen.



*A* Dampfeintritt. *B* Wassereintritt. *C* Wasserantritt zum Kessel. *X* Anlaßstellung des Handhebels. *F* Speiseöffnung des Handhebels. *I* Anlaßhahn.

Fig. 79. Friedmann'scher Automatic-Injector. (Fig. 79 und 80.)

Im Inneren des Injectorgehäuses befinden sich drei Düsen, nämlich eine axial verschiebbare Dampf Düse *E*, d. i. die Hauptdampf Düse, eine zweite Düse *D*, d. i. die Nebendampf Düse und endlich eine dritte Düse, nämlich die Condensationsdüse, welche in ihrem erweiterten und gegen das Druckrohr zugekehrten Ende den Druck-Conus formiert und die Mischungsdüse mit der ohne Unterbrechung angeschlossenen Fangdüse des früher genannten Injectors ersetzt. Die Außenfläche der Nebendampf Düse an ihrer Ausmündung in die Mischungsdüse bildet mit letzterer in dem dazwischen liegenden ringförmigen Hohlraum die Wasser Düse, d. i. diejenige Öffnung, durch welche das aus dem Wasserzuflußrohr oder Saugrohr

in die Wasserkanmer des Injectors eintretende Wasser in die Condensationsdüse gelangt.

Die Hauptdampfdüse *E* ist einerseits in der Nebendampfdüse *D* andererseits in der Verschlusskappe *H* solid geführt und vor der Zugangsetzung des Injectors durch den conischen Ansatz des Pfropfens *G* bei *F* verschlossen. Dieselbe stellt mit der Nebendampfdüse *D* einen kleinen Dampfweg her. Die achsiale Verschiebung der Hauptdampfdüse *E* bei

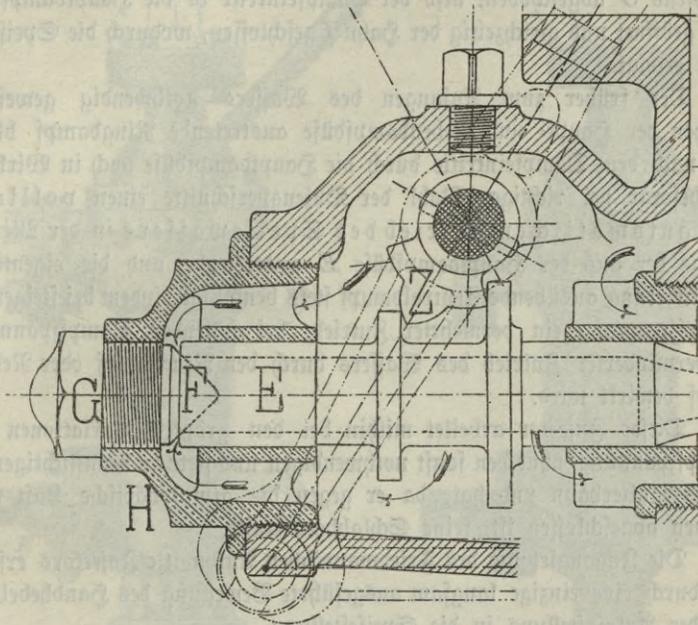


Fig. 80. Friedmann'scher Automatic-Injector.

der Zugangsetzung des Injectors erfolgt durch einen auf der Achse des Handhebels *X* im Injectorgehäuse angebrachten Zahn *Z*, welcher zwischen die beiden an der Hauptdampfdüse vorhandenen Bundringe eingreift, wie in Fig. 80, Text, ersichtlich ist.

Befindet sich der Handhebel *X* in der Anlaßstellung, wie in Fig. 79 und 80, Text, gezeichnet, so ist der Dampfweg durch die Hauptdampfdüse *E* durch den conischen Ansatz des Pfropfens *G* bei *F* verschlossen, hingegen der mit dem Handhebel verkuppelte Auslasshahn *I* offen. Wird nun dem Injector durch das Dampfrohr *A* Dampf zugeführt,

so ist demselben nur der Ausweg durch den vorerwähnten ringförmigen Dampfweg zwischen der Hauptdampfdüse *E* und der Nebendampfdüse *D* offen und besorgt die daselbst austretende Dampfmenge von kleinem Querschnitt aber großer Oberfläche ein rasches Ansaugen des zu speisenden Wassers, welches durch den offenen Hahn *I* ausfließt.

Wird dann der Handhebel *X* langsam ganz nach der Speisestellung *Y* bewegt, so wird die Hauptdampfdüse *E* vom conischen Ansatz des Pfropfens *G* abgeschoben, also der Dampfeintritt in die Hauptdampfdüse bei *F* geöffnet und gleichzeitig der Hahn *I* geschlossen, wodurch die Speisung sofort erfolgt.

Der früher zum Ansaugen des Wassers nothwendig gewesene, zwischen der Haupt- und Nebendampfdüse austretende Ringdampf bleibt auch nach dem Dampfeintritte durch die Hauptdampfdüse noch in Wirkung und besorgt bei richtiger Wahl der Düsenquerschnitte einen vollkommen automatischen Zutrieb des Speisewassers in der Menge, wie sie der aus der Hauptdampfdüse *E* austretende und die eigentliche Druckwirkung ausübende Centraldampf stets benöthigt, indem bei steigender Dampfspannung ein vermehrter Zutrieb, bei fallender Dampfspannung ein verminderter Zutrieb des Wassers durch den Ringdampf oder Nebendampf bewirkt wird.

Dieser Injector arbeitet mithin bei den größten Variationen der Dampfspannung ohne den sonst nothwendigen und stets zu beaufsichtigenden Wasserregulierhahn und hat, da er gegen die atmosphärische Luft vollkommen abgeschlossen ist, keine Schlabberverluste.

Die Inangabezung des Friedmann'schen Automatic-Injectors erfolgt also durch eine einzige langsam ausgeführte Bewegung des Handhebels *X* aus der Anlafstellung in die Speisestellung.

Derselbe kann sowohl horizontal als auch vertical montiert und sowohl nichtsaugend wie saugend verwendet werden. Er erlaubt eine Saughöhe bis zu 8 m bei kaltem Wasser und nimmt warmes Wasser bis zu 70° C.

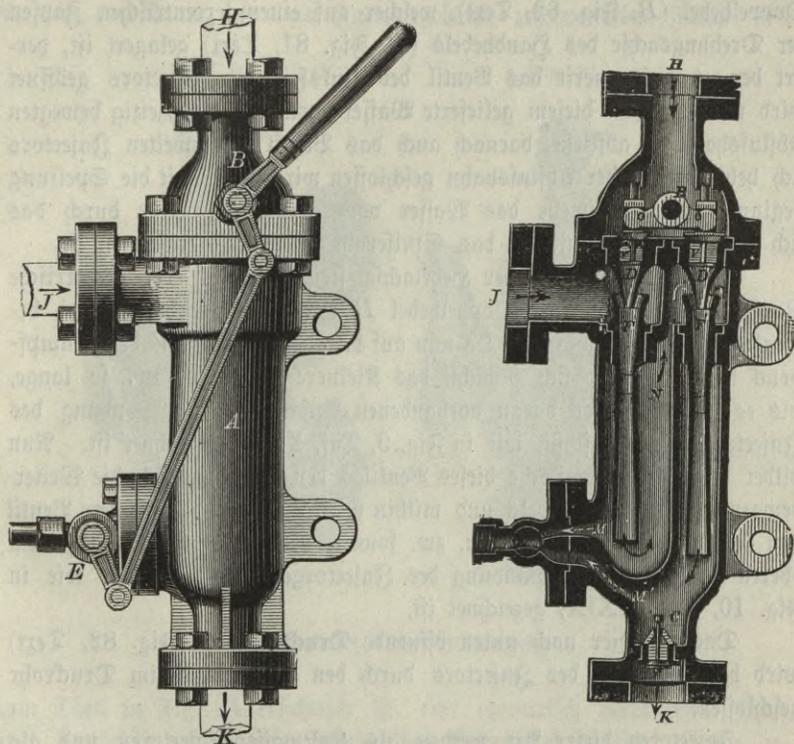
Der Injector von Körting ist in den Fig. 81 und 82, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt dargestellt. Derselbe besteht im Wesentlichen aus zwei in einem Gehäuse nebeneinander eingeschlossenen einfachen Injectoren mit paralleler Achsenrichtung. Der Dampfeinlaß in die Düsen erfolgt durch Öffnen der Dampfventile (Regelventile) mittels eines doppelarmigen Hebels. In Fig. 82, Text, ist dieser doppelarmige Hebel in seiner tiefsten Lage gezeichnet, in welcher beide

Ventile auf ihren Sitzen aufliegen und durch den Dampfdruck geschlossen sind.

Die innere Einrichtung zeigt nur Düsen und keinen freien Übersprungsraum. Der eine der beiden Injectoren, in Fig. 82, Text, der linksseitige, saugt das Wasser an und führt es dem zweiten zu, wie

Fig. 81. Ansicht.

Fig. 82. Durchschnitt.



A Gehäuse. B Handhebel. V V Dampfventile. MM' Ablaufscänäle. E Abschlusshahn. DD' Dampf-  
düsen. FF' Condensationsdüsen. C Druckventil. N Zwischenraum. J Saugrohr. K Druckrohr.  
H Dampfrohr.

#### Röttings Universal-Injector.

durch Pfeile angedeutet. Letzterer treibt das ihm zugeführte Wasser unter entsprechender Druckvermehrung in den Dampfkessel. Der Abschlusshahn E, Fig. 81, Text, welcher bei der Öffnung der Ventile durch eine Zugstange ebenfalls mitbewegt wird, läßt bei Ingangsetzung

des Injectors freie Ausströmung zu, und zwar zuerst aus dem saugenden Injector, sodann aus dem drückenden Injector und ist abgeschlossen, sobald zu Ende der Hebelbewegung die Ventile *VV* vollständig geöffnet sind.

Die Injanzsetzung dieses anscheinend complicierten Injectors erfolgt ähnlich wie jene des Friedmann'schen Automatic-Injectors durch eine einzige langsam ausgeführte Bewegung des in Fig. 81, Text, sichtbaren Handhebels *B*. Es wird hierdurch der im Injector angebrachte Doppelhebel (*B*, Fig. 82, Text), welcher auf einem excentrischen Zapfen der Drehungsachse des Handhebels (*B*, Fig. 81, Text) gelagert ist, derart bewegt, daß zuerst das Ventil des linksseitigen Injectors geöffnet wird und das von diesem gelieferte Wasser durch den gleichzeitig bewegten Abflusshahn *E* abfließt, darnach auch das Ventil des zweiten Injectors sich hebt, endlich der Abflusshahn geschlossen wird und somit die Speisung beginnt, indem nunmehr das Wasser vom zweiten Injector durch das sich öffnende Druckventil in das Speiserohr zu gehen gezwungen ist.

Bei der Drehung der Hebelachse steigt nämlich der excentrische Zapfen, auf welchem der Doppelhebel *B* wie ein Wagebalken frei beweglich ist, nach aufwärts. Da nun auf beiden Ventilen *VV* der Dampfdruck lastet, so wird sich zunächst das Kleinere heben, u. zw. so lange, bis es mit dem oben daran vorhandenen Ansätze an der Wandung des Injectorgehäuses anstößt, wie in Fig. 9, Taf. XXIX, gezeichnet ist. Nun bildet die obere Anlagfläche dieses Ventiles den Drehpunkt für die Weiterbewegung des Doppelhebels und mithin wird nun auch das größere Ventil von seinem Sitze abgehoben, u. zw. soweit, bis es ebenfalls mit seinem oberen Ansätze an der Wandung des Injectorgehäuses anschlägt wie in Fig. 10, Taf. XXIX, gezeichnet ist.

Das sich hier nach unten öffnende Druckventil *C* (Fig. 82, Text) wird bei Abstellung des Injectors durch den Wasserdruck im Druckrohr geschlossen.

Injectoren dieser Art werden als Kaltwasser-Injectoren und als Heißwasser-Injectoren geliefert; erstere für 1,5 *m* Saughöhe und 40° C., Speisewassertemperatur oder für 3 *m* Saughöhe und kaltes Speisewasser, letztere für zufließendes Wasser bis zu 63° C., bei 2 *m* Saughöhe bis 60° C., und bei 6 *m* Saughöhe für kaltes Speisewasser.

Die vorbeschriebene Construction des Rörting'schen Universal-Injectors bedingt namentlich bei kleinen Injectoren die Änderung der Länge der äußeren Verbindungsstange zwischen dem Handhebel und dem Schlabberhahn *E*, wenn die Ventile in Folge des Nachschleifens tiefer abwärts

gehen. In Fig. 83 und 84 ist eine andere Construction des Körting'schen Universal-Injectors dargestellt, welche bei kleinen und mittelgroßen In-jectoren angewendet wird. Bei dieser Construction ist dem genannten Uebelstande dadurch abgeholfen, dass die Hebelüberfetzung zwischen dem Schlabberhahn *E* und dem Ventilbalken umgangen ist. An dem direct mit dem Schlabberhahn *E* verbundenen Handhebel *A* ist wie in Fig. 83 in der perspectivischen Ansicht zu ersehen, ein Kreissector angebracht. Letzterer enthält an der dem Injectorgehäuse zugewendeten Fläche, wie

Fig. 83.

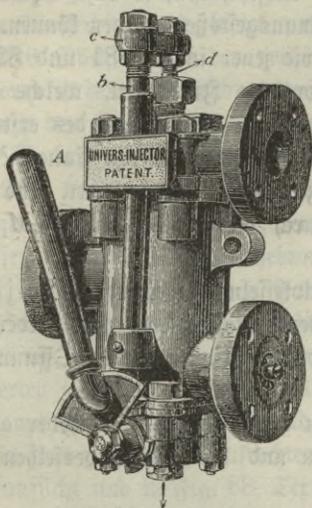
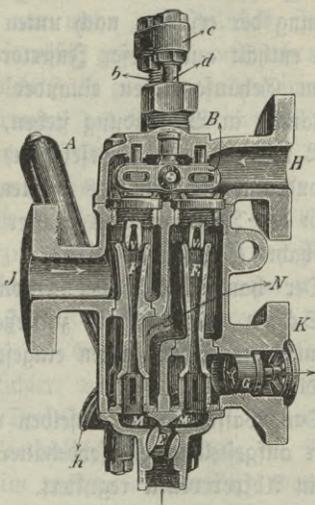


Fig. 84.



Körting'scher Universal-Injector.

zum Theil in Fig. 84 ersichtlich ist, eine excentrisch verlaufende Hubnuth *h*, welche auf eine in cylindrischen Bohrungen vertical gerade geführte und verschiebbare Hubstange *b* wirkt, die vermittels eines aufgeschraubten Querstückes *c* eine dazu parallele, durch eine Stopfbüchse in das Injectorgehäuse eintretende zweite Hubstange *d* anhebt oder abwärts schiebt. An dieser zweiten Hubstange ist der Drehbolzen des mit Schlitzen versehenen Ventilbalkens *B* befestigt, welcher zum Öffnen und Schließen der Dampfventile  $VV_1$  dient. Sind bei einem so eingerichteten Injector die Dampfventile  $VV_1$  nachgeschliffen worden, so bedarf es nur des Festziehens der das Querstück an die beiden Hubstangen befestigenden

Muttern, um alle Theile wieder in die erforderliche Lage zu einander zu bringen. Außerdem ist bei dieser Construction auf die Leichtigkeit der Revision und Montierung des Injectors besonders Rücksicht genommen, indem der Flanschenstutzen *H* für den Dampfeintritt, und jener *K* beim Druckventil *G* für den Anschluss des Speisewasser-Druckrohres auf derselben Seite, der Flanschenstutzen *I* für den Anschluss des Speisewasser-Saugrohres in mittlerer Höhe auf der entgegengesetzten Seite, und der Hebel zum Schlabberhahn vorne angebracht ist. Die Dampfdüsen  $VV_1$  sind von oben her in die Rothgussbüchsen eingeschraubt und die Mischungsdüsen  $FF_1$  von unten in das Gehäuse eingeschoben, so dass letztere nach Entfernung der ersteren, nach unten hinauszgestoßen werden können. Im übrigen enthält auch dieser Injector, wie jener in Fig. 81 und 82 zwei in einem Gehäuse neben einander montierte Injectoren, welche derart mit einander in Verbindung stehen, dass der Druckraum des ersten (in Fig. 82 und 84 des linksseitigen) Injectors durch den Canal *N* mit dem Condensationsraum des zweiten Injectors communiciert, und beim Anlassen des Injectors das Wasser durch die Canäle *M* und  $M_1$  zum Abflusshahn *E* gelangt.

Der hauptsächlich bei Locomotivkesseln angewendete Injector von Schau arbeitet mit zufließendem Wasser und hat weder eine Nadel noch ein Ventil innen eingeschlossen, also constante Öffnung der Dampfdüse.

Das Wasser fließt demselben von einem 1 bis 2 *m* höher als der Injector aufgestellten Wasserbehälter zu und die Menge desselben wird durch ein Absperrventil reguliert.

Zur Verhinderung des Luftsaugens durch den Übersprungsraum ist entweder ein einfaches Schlabber-Druckventil oder ein Schlabber-, Druck- und Saugventil vorhanden, in letzterem Falle kann durch den Übersprung Wasser nachgesaugt und sohin die Wirkung des Injectors erhöht werden.

Beim Anlassen dieses Injectors öffnet man zuerst das Dampfventil ein wenig, damit das etwa im Dampfrohr stehende Condensationswasser abfließen kann; hierauf schließt man das Dampfventil wieder, öffnet das Wasserventil und gleich wieder das Dampfventil, wonach der Injector arbeitet. Schließlich wird der Wasserzufluss so lange reguliert, bis beim Schlabberventil kein Wasser mehr abläuft. Beim Abstellen dieses Injectors wird zuerst das Dampfventil und dann das Wasserventil geschlossen.

Bei Anwendung eines einfachen Druckventils zum Schlabberraum speist der Injector Wasser bis  $30^{\circ}$  C., und bei Anwendung eines Saug- und Druckventil solches bis  $60^{\circ}$  C. Temperatur.

Der Friedmann'sche nichtsaugende Injector für Locomotiven hat unveränderliche Dampfbüsenöffnung wie der vorhergehende, aber hinter der Wasserdüse noch die zweite mit dem eine Art Windkessel bildenden Hohlraum communicierende Düse wie der in Fig. 71, Text, abgebildete Injector.

Der Injector von Giffard hatte sowohl veränderliche Durchgangsöffnung der Dampfbüse als auch veränderliche Durchgangsöffnung für die Wasserdüse und bietet wohl nur mehr geschichtliches Interesse.

Mit Rücksicht auf den verhältnismäßig großen Dampfverbrauch der Injectoren ist deren Anwendung auf solche Fälle zu beschränken, in welchen die durch den Dampf bewirkte Erwärmung des Wassers vortheilhaft ist wie z. B. bei der Speisung von Dampfkesseln.

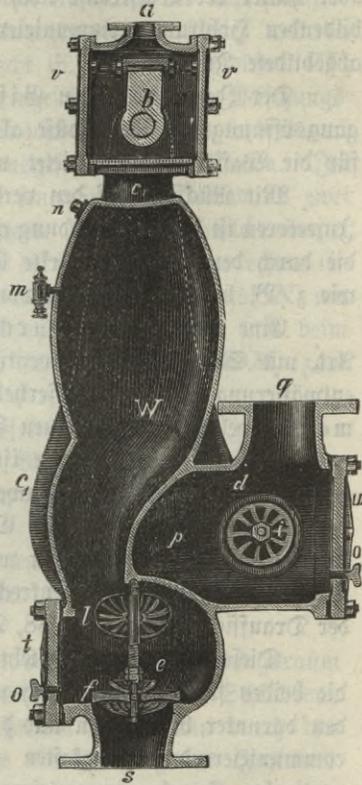
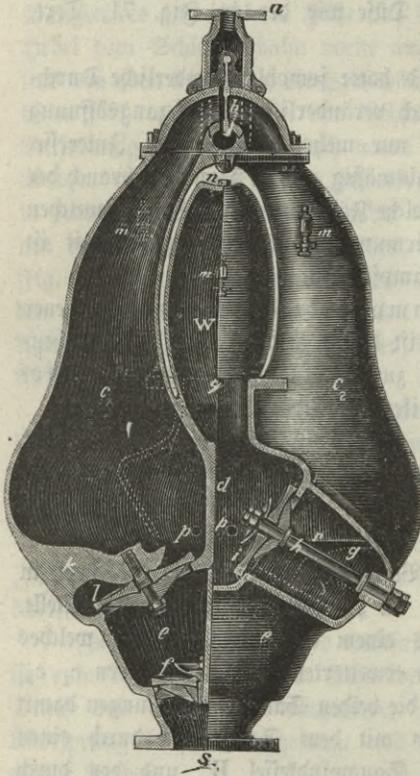
Eine kolbenlose, durch Dampf betriebene Pumpe eigener Art, mit Saug- und Druckventilen, ist der in neuerer Zeit zur Grubenentwässerung und zur Wasserhebung zur Anwendung kommende Pulsometer, welcher von einzelnen Fabriken als Specialität gebaut wird.

Der älteste Pulsometer ist der Hall'sche Pulsometer, welcher gegenwärtig in der durch Anwendung der Eichler'schen Pendelsteuerung verbesserten Construction von Carl Eichler, vormals C. Henry Hall in Berlin und Wien ausgeführt wird. Derselbe ist in Fig. 85 und 86, Text, in zwei zueinander senkrechten Verticalschnitten, in Fig. 87, Text, in der Draufsicht und in Fig. 88, Text, im perspectivischen Bilde dargestellt.

Dieser Pulsometer besteht aus einem einzigen Gussstück, welches die beiden flaschenförmig nach unten erweiterten Pumpenkammern  $c_1$   $c_2$ , den darunter befindlichen und durch die beiden Saugventilöffnungen damit communicierenden Saugkasten  $e$ , den mit dem Saugkasten durch einen verticalen Canal communicierenden Saugwindkessel  $W$ , und den durch die Druckventilöffnungen mit den Pumpenkammern communicierenden Druckkasten  $d$  einschließt. Der Saugkasten enthält über dem zum Anschluß des Saugrohres dienenden Flanschenstutzen  $s$  noch ein drittes Saugventil, gemeinschaftliches Fußventil  $f$ , und der Druckkasten endet oben mit dem zum Aufschrauben des Druckrohres oder Steigrohres dienenden Flanschenstutzen  $g$ .

Die nach aufwärts gehenden Hälse der beiden Pumpenkammern münden einander gegenüber mit je einer kreisrunden Öffnung in den

Dampfraum des Pulsometerkopfes und werden abwechselnd durch das pendelnde Dampfsteuerungsventil oder die Pendelzunge *b* für den Eintritt des durch das bei *a* eingeschraubte Dampfzuführungsrohr zufließenden Dampfes geöffnet und geschlossen.

Fig. 85. Schnitt *ABCD* Fig. 87.Fig. 86. Schnitt *EF* Fig. 87.

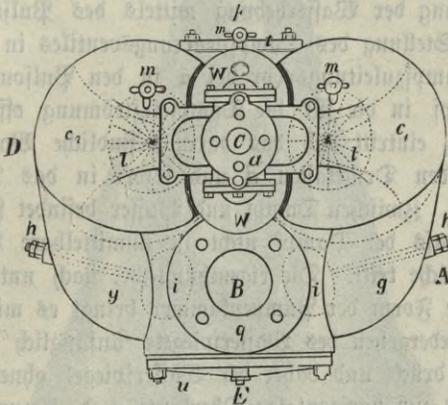
Hall'scher Pulsometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichler in Berlin.  
(Fig. 85 bis 88.)

Zum Einbringen und Nachsehen der Ventile ist je eine mit einem angeschraubten Deckel *u* verschlossene seitliche Öffnung im Saugkasten *e* und im Druckkasten *d* vorhanden.. Entsprechend hoch oben ist an den beiden Pumpenkammern und eventuell auch an dem mit seinem oberen Theile dazwischen eingeschlossenen Saugwindkessel je ein sich selbstthätig

nach innen zu öffnendes Luftventil *m* angebracht. Der Dampfraum im Pulsometerkopfe ist zum Zwecke der Bearbeitung der Anlagflächen für das Dampfsteuerungsventil *b* sowie zum Einbringen und Nachsehen desselben mit zwei seitlichen einander gegenüberliegenden Öffnungen versehen, welche durch angeschraubte Deckel *v v* verschlossen sind.

Am unteren Ende des an den geflanschten Stutzen *s* des Saugkastens anzuschließenden Saugrohres wird ein Saugkorb und ein selbstthätiges Saugventil (Fußventil) angebracht, um das Saugrohr vor Zugangsetzung des Pulsometers mit Wasser füllen zu können.

Fig. 87. Draufsicht.



*a* Dampfrohrflansche. *b* Pendelzunge, Dampfsteuerungsventil. *c*<sub>1</sub> *c*<sub>2</sub> Pumpentammern. *d* Drucktafen  
*e* Saugkasten. *f* Gemeinshaftliches Fußventil. *g* Druckanal. *h* Drucksternstüße. *i* Druckventillappe  
mit Stern. *k* Saugventillflaue oder Saugsternhalter. *l* Saugventillappe mit Stern. *m* Luftventile.  
*n* Auffüllschraube. *o* Ablassschrauben an den Deckeln der Ventillästen. *pp* Zwei Einprislöcher.  
*q* Druckrohrflansche. *r* Condensationslinie. *s* Saugrohrflansche. *t* Deckel am Saugventillästen. *u* Deckel  
am Druckventillästen. *v v* Deckel am Pendelkopfe. *W* Saugwindfessel.

Hall'scher Pulsometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichler in Berlin.

(Fig. 85 bis 87.)

Auch der Pulsometer wird nach erfolgter Aufstellung vor seiner Zugangsetzung mit Wasser gefüllt.

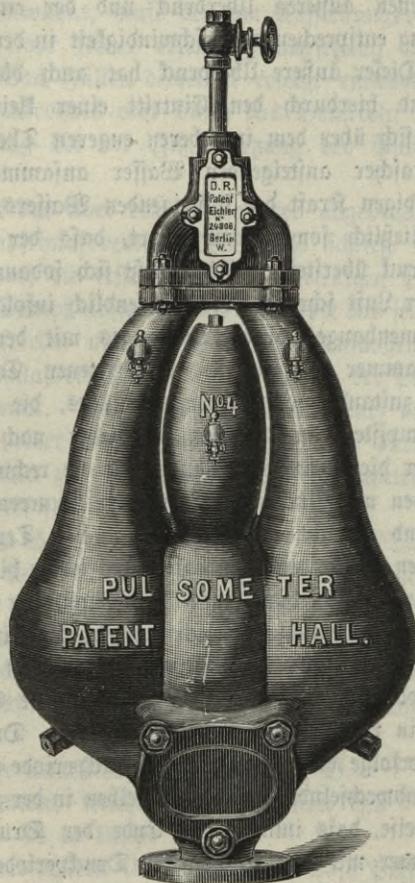
Zur Zugangsetzung und Abstellung des Pulsometers ist in die Dampfrohrleitung über dem Pulsometer ein Dampfabsperrentil oder Dampfleinlassventil eingeschaltet, wie in Fig. 88, Text, ersichtlich. Ist der Pulsometer in einem Brunnen oder Schacht aufgestellt, so kann er durch ein Dampfleinlassventil von oben her in Betrieb gesetzt und abgestellt werden.

Als Saug- und Druckventile sind hier Kautschukventile angewendet, während früher an deren Stelle Metallkugelventile in Anwendung waren. Auch statt der oben in einem Drehholzen aufgehängten pendelnden Klappe *b* war bei dem ursprünglichen Hall'schen Pulsometer ein auf einem Sattel nur wenig unterhalb der Mündungen der Hälse der beiden Pumpenkammern frei aufliegendes Metallkugelventil und nach diesem eine ebenso auf diesem nur wenig unterhalb dieser Mündungen angebrachten Sattel frei aufliegende, kurze, im labilen Gleichgewichte nach aufwärtsstehende Metallventilklappe vorhanden, welche jedoch ihrer Aufgabe nicht so vollkommen entsprochen haben, wie das hier gezeichnete als Pendel ausgeführte Dampfsteuerungsventil *b*.

Der Vorgang der Wasserhebung mittels des Pulsometers besteht darin, daß bei Stellung des Dampfsteuerungsventiles in Fig. 85, Text, der aus dem Dampfzuleitungsrohr bei *a* in den Pulsometer-Pendelkopf eintretende Dampf in die für die Dampfeinströmung offene linksseitige Dampfkammer *c*<sub>1</sub> eintritt und das darin befindliche Wasser durch das Druckventil in den Druckkasten *d* und sofort in das Druckrohr oder Steigrohr drückt. Zwischen Dampf und Wasser befindet sich hierbei eine Luftschichte, so daß der Dampf nicht in unmittelbare Berührung mit der Wasseroberfläche tritt. Die eigenthümliche, nach unten zu flaschenförmig erweiterte Form der Pumpenkammer bringt es mit sich, daß der Dampf beim Niedergehen des Wasserspiegels anfänglich auf eine kleine Wasseroberfläche drückt und daher der Wasserspiegel ohne eine merkliche Condensation bis zur horizontalen Oberkante *r*, d. i. zur Condensationslinie der Communicationsöffnung zwischen der Pumpenkammer und dem Abflußraum zum Druckventile sinkt. Sobald jedoch der Wasserspiegel die Kante *r* dieser Communicationsöffnung erreicht hat, condensiert der Dampf rasch infolge der eintretenden Wallungen des Wassers und diese Condensation wird durch die Einspritzlöcher *pp* aus dem Druckkasten, ferner den geringen Überdruck des Wassers im Windkessel *W* und infolge dessen durch das Saugventil eintretende Wasser derart gefördert, daß fast augenblicklich ein so bedeutendes Vacuum in der inbetracht stehenden linksseitigen Pumpenkammer eintritt, welches im Zusammenhange mit dem in der rechtsseitigen Pumpenkammer vorhandenen vom darin aufsteigenden Wasser herrührenden Überdruck die selbstthätige Bewegung des Dampfsteuerungsventiles *b* nach links und hiermit den Abschluß der Dampfeinströmungsöffnung der linksseitigen Pumpenkammer und gleichzeitig das Öffnen der Dampfeinströmungsöffnung der rechtsseitigen

Pumpenkammer zur Folge hat. Es folgt nun in der letzteren das nämliche Spiel der Wasserförderung in das Druckrohr, welches soeben bei der linksseitigen Pumpenkammer verfolgt wurde.

Fig. 88. Ansicht.



Hall'scher Pulsometer von C. Henry Hall Nachfolger Carl Eichter in Berlin.

Infolge des in der linksseitigen Pumpenkammer eingetretenen Vacuums hat sich das diese mit dem Druckraum verbindende Druckventil geschlossen und das sie mit dem Saugraume verbindende Saugventil geöffnet. Auch das im Saugraum befindliche selbstthätige Saugventil

hat sich ferner geöffnet und es wird das Wasser, in Folge des auf den Wasserspiegel im Brunnen oder in der Baugrube, woraus der Pulsometer schöpft, herrschenden äußeren Luftdruckes, im Saugrohr nach aufwärts getrieben und füllt die linksseitige Pumpenkammer wieder, indem es mit der dem vorhandenen äußeren Überdruck und der eintretenden Querschnittsverminderung entsprechenden Geschwindigkeit in der Pumpenkammer aufwärts steigt. Dieser äußere Überdruck hat auch die Eröffnung des Luftventiles *m* und hierdurch den Eintritt einer kleinen Menge Luft zur Folge, welche sich über dem im oberen engeren Theile der Pumpenkammer immer rascher ansteigenden Wasser ansammelt. Durch die Wirkung der lebendigen Kraft des ansteigenden Wassers, wird die Luft über demselben schließlich soweit comprimiert, daß der Druck derselben den äußeren Luftdruck übersteigt. Es schließt sich sodann das Luftventil, die Compression der Luft schreitet fort, bis endlich in Folge derselben, und wegen des Zusammenhanges dieses Vorganges mit der in der rechtsseitigen Pumpenkammer mittlerweile eingetretenen Condensation und in Folge des dort zustande gekommenen Vacuums, die selbstthätige Bewegung des Dampfsteuerungsventiles *b* wieder nach rechts erfolgt. Hiernach ist wieder die Dampfströmung in die rechtsseitige Pumpenkammer unterbrochen und jene in die linksseitige Pumpenkammer eröffnet, also derselbe Stand erreicht wie er in Fig. 85, Text, dargestellt ist. Die Luft im oberen Theile der Pumpenkammer diente hierbei zugleich als elastischer Puffer zur Vermeidung eines Wasserstoßes zu Ende des Wasser- aufwärtsganges und zu demselben Zwecke dient die Luft in dem Windkessel, an welchem eventuell ebenfalls ein Luftventil angebracht sein kann.

Es wiederholt sich nun das hier beschriebene Spiel in beiden Pumpenkammern in regelmäßiger Aufeinanderfolge. Durch diese regelmäßige Aufeinanderfolge einer Saug- und Druckperiode in einer Pumpenkammer und das abwechselnde Eintreten derselben in der zweiten Pumpenkammer in der Weise, daß immer das Ende der Druckperiode in der einen Pumpenkammer mit dem Anfang der Druckperiode in der zweiten Pumpenkammer zusammenfällt, ergibt sich eine annähernd kontinuierliche Wasserlieferung durch den Pulsometer. Saug- und Druckperiode in je einer Kammer wird eine Pulsation genannt.

Die Luftventile *m* sind zur Hubbegrenzung mit außen hängenden Schraubenmüttern versehen, welche von Hand nachgestellt werden können, um die bei jeder Pulsation eintretende Luftmenge mit Rücksicht auf einen guten Gang des Pulsometers regulieren zu können.

Die Hubhöhe der Luftventile beträgt 2 bis 3 mm bei geringer Saughöhe, dagegen nur  $\frac{1}{2}$  bis 1 mm bei einer Saughöhe von 4 bis 6 m. Bei geringerer Saughöhe kann auch am Windkessel ein (drittes) Luftventil angebracht werden.

Wie schon erwähnt, muß der am Aufstellungsplatze richtig montierte Pulsometer vor seiner ersten Inangangssetzung mit kaltem Wasser gefüllt werden. Das Füllen desselben erfolgt entweder durch eine Abzweigung des Druckrohres oder durch das Druckrohr selbst.

Der Vorgang bei der Inangangssetzung des Pulsometers ist dann folgender:

Man öffnet das über dem Pulsometer angebrachte Dampfabsperrentil oder Dampfeinlassventil plötzlich und schließt es schnell wieder. Es erfolgt hierdurch die erste Entleerung derjenigen Pumpenkammer in welche eben der Dampf einströmte und man hört das selbstthätige Dampfsteuerungsventil spielen und den Pulsometer ansaugen. Darauf öffnet man das Dampfeinlassventil von neuem, wonach der Pulsometer in regelmäßigen Gang kommt. Das Dampfeinlassventil darf nur wenig geöffnet sein ( $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{3}{4}$  einer Spindelumdrehung), denn durch ein zu weites Öffnen desselben tritt zu viel Dampf in den Pulsometer und dieser kann nicht ansaugen, weil kein Vacuum entstehen kann.

Während des Ganges des Pulsometers ist der Saugwindkessel kühl, die Kammerhälse aber sind oben warm und unten kühl.

Die Anzahl der minutlichen Pulsationen kann 10 bis 60 betragen. Dieselbe wächst mit steigendem Dampfdrucke und geringerer Förderhöhe und ist am größten bei der kleinsten Saug- und Druckhöhe.

Bei überschüssiger Dampfmenge nimmt die minutliche Anzahl der Pulsationen ab.

Bei richtiger Ventileinstellung machte z. B.:

Ein Pulsometer, welcher pro Pulsation 8,5 l Wasser auf die Förderhöhe  $H = 34$  m liefert

bei  $p = 3,9$  Atmosphären Überdruck,  $n = 25,5$  Pulsationen pro Min.

„  $p = 4$  „ „ „  $n = 27$  „ „ „

„  $p = 4,5$  „ „ „  $n = 27,5$  „ „ „

„  $p = 4,7$  „ „ „  $n = 29$  „ „ „

Ein Pulsometer, welcher pro Pulsation 12 l Wasser auf die Förderhöhe  $H = 31$  m liefert

bei  $p = 4,5$  Atmosphären Überdruck,  $n = 26$  Pulsationen pro Min.

„  $p = 6,5$  „ „ „  $n = 48$  „ „ „

Ein Pulsometer, welcher pro Pulsation 100 *l* Wasser auf circa 14 *m* Höhe lieferte

bei  $p = 1,8$  Atmosphären Überdruck,  $n = 40$  Pulsationen pro Min.

Die Admissionsdampfspannung  $p$  im Pulsometer, in Atmosphären Überdruck gemessen, soll mindestens ein Achtel der in Meter ausgedrückten Förderhöhe betragen, also z. B. für  $H = 6$  bis 8 *m* Förderhöhe,  $p = 1$  at Überdruck Admissionsdampfspannung und für  $H = 35$  bis 40 *m*,  $p = 5$  at Überdruck. Zweckmäßiger Weise wird die Dampfspannung im Kessel um 1 bis 1,5 Atmosphäre höher angenommen als der Druck der Wassersäule im Pulsometer ist.

Die Saughöhe soll 4 bis 6 *m* nicht übersteigen, obwohl sie bei verminderter Leistungsfähigkeit bis 8 *m* betragen kann.

Die Leistungsfähigkeit des Pulsometers im Verhältnisse zur verbrauchten Dampfmenge wird um so größer, je rascher das selbstthätige Dampfsteuerungsventil nach dem Niedergange des Wasserspiegels bis zur horizontalen Oberkante der Wasserübertrittsöffnung, aus der Pumpenkammer in den Raum unterhalb des Druckventiles, d. i. zu Ende der Druckperiode den Dampfeintritt in diese Pumpenkammer abschließt. Es ist somit wichtig, daß das selbstthätige Dampfsteuerungsventil rechtzeitig rasch umsteuert. Es setzt sich nämlich der Dampfverbrauch des Pulsometers zusammen aus dem nutzbaren Dampfverbrauch gleich der Füllung der Pulsometerkammer bis zur Oberkante der Wasserübertrittsöffnung und aus dem Dampfverluste, welcher dadurch eintritt, daß in das bereits in der Pumpenkammer nach Schluß der Druckperiode entstandene Vacuum solange Dampf nachströmt, bis das selbstthätige Dampfsteuerungsventil die Dampfeintrittsöffnung geschlossen hat.

Durch die bei dem in Rede stehenden Hall'schen Pulsometer angewendete, in Fig. 85 und 86, Text, gezeichnete Eichler'sche Pendelsteuerung ist der bei den früher angewendeten Kugelventilen und kurzen, im labilen Gleichgewichte nach aufwärtsstehenden, auf einem Sattel frei aufliegenden Metallventilflappen vorhandene Übelstand der zu langsamen Umsteuerung beseitigt. Das im Dampfraume frei aufgehängte Steuerungs-pendel hat bei seiner Bewegung keine Reibung unter Dampfdruck zu überwinden und bewirkt die rasche Umsteuerung, indem es selbstthätig unter dem Einflusse seines Trägheitsmomentes weiter schwingt, sobald als die Differenz der Drücke in beiden Pumpenkammern zu Ende der Saugperiode in der einen und zu Beginn der Saugperiode in der anderen Kammer des Pulsometers den Bewegungsanlaß bietet.

Hiernach kann man annehmen, daß der Pulsometer mit Pendelsteuerung eine hohe Leistungsfähigkeit besitzt, und mit einem im Verhältnisse zur gehobenen Wassermenge auf das nothwendige Maß herabgeminderten Dampfverbrauch arbeitet.

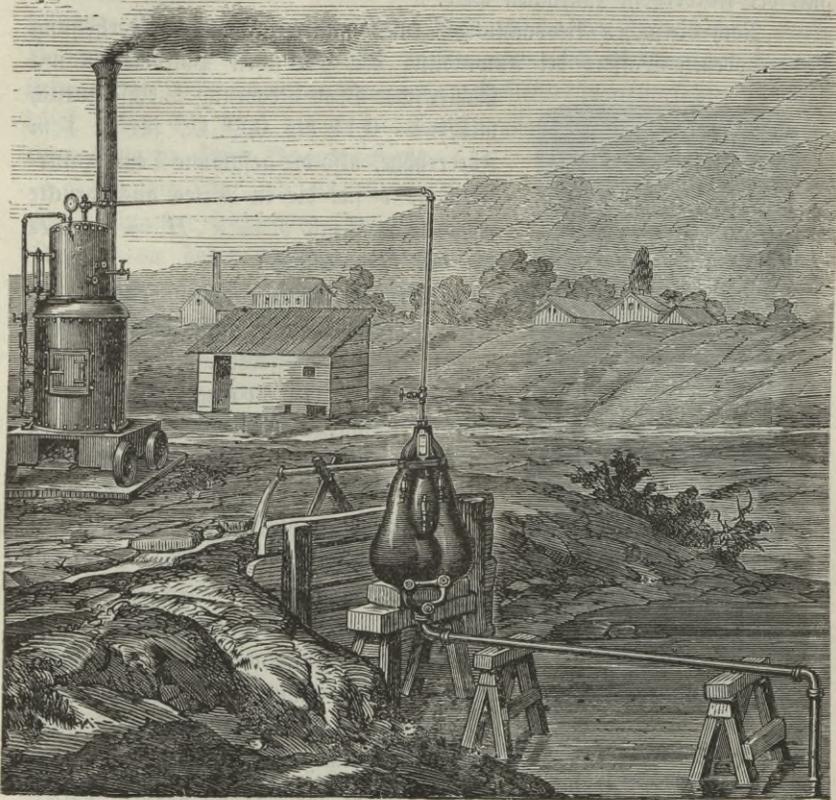


Fig. 89. Entwässerung einer Baugrube mittels des Hall'schen Pulsometers.

Als Maßstab für die Leistungsfähigkeit des Pulsometers dient die Erwärmung oder Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers durch die zu seiner Hebung verbrauchte Dampfmenge. Je mehr Dampf während der Dauer der Umsteuerung in das Vacuum nachströmt, je größer also der Dampfverlust im Verhältnisse zum nugharen Dampfverbrauche ist, desto größer wird unter sonst gleichen Verhältnissen die Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers.

Nachdem aber der Dampfüberdruck im Pulsometer im Verhältnisse zur Förderhöhe stehen muss, und die in einem gleichen Volumen Dampf enthaltene Gesamtwärme umso größer ist, je höher die Dampfspannung ist, so ergibt sich, dass die Temperaturerhöhung des geförderten Wassers mit der Förderhöhe zunehmen wird.

Nach vielfachen Beobachtungen kann man die Temperaturerhöhung des gehobenen Wassers bei Anwendung des Hall'schen Pulsometers mit Eichler'scher Pendelsteuerung durchschnittlich mit  $\tau = 0,11$  bis  $0,2^\circ \text{C.}$ , für je 1 m Förderhöhe, also die gesammte Temperaturzunahme  $t$  für die in Meter ausgedrückte Förderhöhe  $H$  mit  $t = \tau \cdot H = 0,11 H$  bis  $0,2 H$  annehmen.

Der Pulsometer kann sowohl auf fester Unterlage stabil aufgestellt werden, wie z. B. zur Wasserhebung im Fabriksbetriebe, oder kann an einer Kette hängend mittels Flaschenzug zum Heben und Senken in einem Brunnen, in einem Schacht oder in einer Baugrube aufgestellt werden.

Die Einfachheit seiner Construction und dadurch begründete hohe Sicherheit gegen Betriebsstörungen durch Bruch oder Abnützung einzelner Constructionstheile durch im Wasser enthaltenen Sand u. dgl., sowie seine durch die Anwendung der Eichler'schen Pendelsteuerung zu ganz bedeutender Höhe gebrachte Leistungsfähigkeit lassen den Pulsometer sowohl zur Hebung großer Wassermengen im Fabriksbetriebe als auch zur



Fig. 90. Aufhängung des Hall'schen Pulsometers in einem Brunnenschacht.

Förderung bedeutender Wassermengen bei Entwässerung von Baugruben und zur Wasserhaltung in Bergwerken sehr geeignet erscheinen. Für die in Bergwerken vorkommenden 30 bis 40 m übersteigenden Förderhöhen werden mehrere Pulsometer übereinandergestellt, so dass die Förderhöhe für jeden einzelnen Pulsometer die durch den Dampfverbrauch in ökonomischer Beziehung gebotene Grenze von 30 bis 40 m nicht übersteigt.

Im allgemeinen lässt sich ein Pulsometer überall anwenden, wenn man nur den erforderlichen Dampf zur Verfügung hat. Die bescheidenen

Anforderungen hinsichtlich seiner betriebsfähigen Aufstellung sichern ihm die Anwendung in Fällen ungünstiger localer Verhältnisse, welche die Aufstellung anderer Arten von Pumpen schwierig oder vielleicht gar nicht durchführbar erscheinen lassen.

In Fig. 89, Text, ist die außerordentlich einfache und rasch durchführbare Montierung des Hall'schen Pulsometers zur Entwässerung einer Baugrube dargestellt. Den zum Pulsometerbetrieb erforderlichen Dampf liefert hierbei ein neben der Baugrube aufgestellter transportabler Dampfkessel. Fig. 90, Text, zeigt die Aufhängung des Pulsometers mittels einer Kette in einem Brunnenschacht.

In Fig. 91 und 92, Text, ist Rörtings Pulsometer in zwei zueinander senkrechten Verticalschnitten dargestellt. Derselbe enthält ebenfalls die beiden flaschen- oder birnförmigen Pumpenkammern nebst der Saugkammer und Druckkammer in einem Gußstück, jedoch ohne den beim Hall'schen Pulsometer zwischen den beiden Pumpenkammerhälsen liegenden Saugwindkessel. Die beiden nach oben sich verengenden Pumpenkammern werden durch ein langes zungenförmiges, auf einem tief unter den Dampfeintrittsöffnungen angebrachtem Sattel frei aufliegendes Dampfsteuerungs-Ventil *c* für den Dampfeintritt abwechselnd geöffnet und geschlossen.

Der untere Theil jeder Kammer steht durch je eine Öffnung mit horizontaler Oberkante mit dem Raume zwischen dem Saug- und Druckventile in Verbindung. Unterhalb der beiden Saugventile befindet sich die gemeinschaftliche Saugkammer mit geflanschten Stutzen *S* für das Saugrohr. Die beiden Druckventile befinden sich unmittelbar über den beiden Saugventilen. Durch diese Anordnung der Ventile hat diese Pulsometerconstruction den großen Vorzug, daß von einer Seite aus sämmtliche Ventile nachgesehen werden können und in Folge dessen keine Aufstellung nie Schwierigkeiten bietet. Dadurch ist auch erreicht, daß die Mittellinien des bei *S* angeschraubten Saugrohres und des bei *D* angeschraubten Druckrohres in eine gerade verticale Linie zusammenfallen, wodurch die constructive Durchbildung vervollkommt erscheint. Jede der beiden Pumpenkammern besitzt im oberen Theile ein sich nach innen öffnendes Luftventil zur Einführung von Luft und im unteren Theile ein Einspritz- oder Injectionsrohr, welches zur Druckkammer führt und zur Einspritzung von kaltem Wasser dient.

Der Dampf tritt aus dem Dampfzuleitungsrohr durch das Dampfeinlaßventil *R* an der einen Seitenfläche der Ventilzunge *c* vorbei in

den Hals der einen Pumpenkammer, und zwar in Fig. 92, Text, in die linksseitige Pumpenkammer. Die gegenüberliegende Dampfeintrittsöffnung der rechtsseitigen Pumpenkammer ist indessen durch die anliegende Ventiltzunge geschlossen. Der sohin in die linksseitige Pumpenkammer eintretende Dampf drückt auf das darin befindliche Wasser, welches in Folge

Fig. 91.

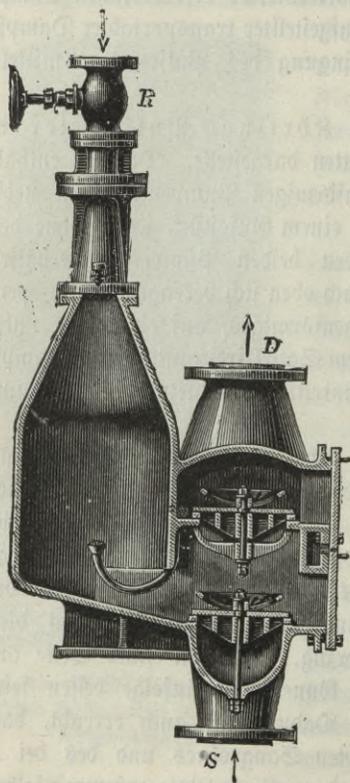
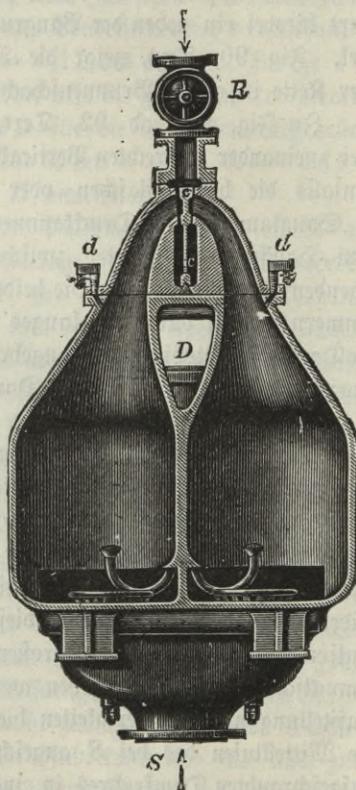


Fig. 92.



Rörtings Pulsometer.

dieses Druckes durch das Druckventil in die Druckkammer entweicht und sofort in dem Druckrohr aufsteigt. Sobald das Wasser die horizontale Oberkante der Uebtrittsöffnung in den Raum zwischen dem Saug- und Druckventil erreicht hat, mischt sich der Dampf mit dem aufwallenden Wasser und es entsteht in Folge eintretender Condensation plötzlich eine

geringe Druckverminderung, welche im Zusammenhange mit dem Vorgange in der rechtsseitigen Pumpenkammer das Umlegen der Ventilschwinge *c* und hierdurch den Abschluß des ferneren Dampfeintrittes bewirkt. Gleichzeitig spritzt durch das Einspritzrohr kaltes Wasser aus der Druckkammer in die Pumpenkammer und bewirkt eine kräftige Condensation des Dampfes darin. Infolge des hierdurch entstehenden Vacuums steigt das Wasser aus dem Saugrohr durch das Saugventil aufwärts und füllt die Pumpenkammer, während inzwischen das gleiche Spiel in der rechtsseitigen Pumpenkammer vor sich geht. Dadurch, daß schon durch die geringste Spannungsdifferenz die Umsteuerung durch das zungenförmige Dampfsteuerungsventil *c* bewirkt wird, und mithin sofort nach erfolgter Druckverminderung in der Pumpenkammer der Dampfabschluß erfolgt, ist der Dampfverbrauch auf das nothwendige im Verhältnis zur geförderten Wassermenge stehende Maß beschränkt.

Hinsichtlich der Aufstellung und Handhabung dieses Pulsometers sind nachstehende Vorschriften zu beobachten:

1. Der beste Effect und die höchste Leistung wird erreicht, wenn eine Saughöhe von 3 *m* nicht überschritten wird und wenn bei einer Förderhöhe von 10; 20; 30 *m* der Dampfdruck, beziehungsweise 2; 3,5; 5 *at* beträgt. Wenn irgend wie möglich, sollte der Pulsometer 3 bis 4 *m* über dem Spiegel der zu hebenden Flüssigkeit aufgestellt werden, weil er dann den günstigsten Nugeffect ergibt; er functioniert allerdings noch bei 7 bis 8 *m* Saughöhe, aber mit verringertem Nugeffect.

2. Das Ende der Saugleitung muß mindestens 0,5 *m* unterhalb des Wasserspiegels liegen, damit keine Luft von unten eingesaugt wird und soll mit einem Saugkorb und selbstthätigen Saugventil (Rückschlagventil) versehen sein. Die Saugleitungen sind stets vom Pulsometer nach der zu hebenden Flüssigkeit hin continuierlich fallend anzulegen, so daß sich absolut keine Luftfäcke bilden können. Ist die Saugleitung sehr lang, so ist ein entsprechend großer Saugwindkessel erforderlich. Scharfe Krümmungen sind wie überall bei Rohrleitungen auch hier zu vermeiden, ebenso Verengungen in der Saugleitung, weil dieselben die Wirkung des Pulsometers beeinträchtigen. Bei einer langen Druckleitung ist die Einschaltung eines Druckwindkessels von Vortheil.

3. Die Dampfleitung ist stets direct vom Kessel abzuleiten, denn die Abzweigung von einem Dampfrohr, welches für andere Zwecke Dampf in sehr ungleichmäßiger Weise abzugeben hat, beeinträchtigt die Wirkung des Pulsometers in hohem Grade. Die Dampfleitung muß entweder nach

dem Dampfkessel oder nach dem Pulsometer zu continuierlich fallen, so dass sich in derselben kein Wassersack bildet. Das Dampfregulierungsventil *R* ist unmittelbar oberhalb des Pulsometers zu montieren und, wenn erforderlich, ein zweites Ventil zur Bequemlichkeit der Ingangsetzung des Pulsometers an irgend einem convenienten Plage in die Dampfleitung einzuschalten.

4. Um den Pulsometer in Betrieb zu setzen, schliesse man die Luftventile *d* zu, öffne dann ein wenig das Dampfventil und schliesse es rasch wieder und wiederhole diesen Vorgang einigemale, wobei man zwischen dem Öffnen und Schließen nur eine kurze Zeit verstreichen lässt, während man zwischen dem Schließen und Wiederöffnen einen Zeitraum von einigen Secunden innehält. Der Dampf treibt hierdurch die Luft aus dem Apparat, condensiert und saugt das Wasser durch die Saugleitung an. Tritt das Wasser in den Apparat, so fängt derselbe selbstthätig an zu pulsieren und nun lässt man das Dampfventil soweit offen als nothwendig erscheint. Tritt eine unruhige Umsteuerung ein, so löst man die Stellmutter der Luftventile ein wenig und reguliert dann den Dampfzutritt vermittelst des Dampfeinlassventiles so, dass nur soviel Dampf eintritt, als genügt, um die eine Pumpenkammer ebenso schnell zu entleeren als sich die andere füllt.

Wie weit das Dampfventil zu öffnen ist, hängt von dem Verhältnisse der Höhe der Dampfspannung zur Förderhöhe ab. Ist erstere hoch, letztere klein, so genügt oft schon 0,1 Umdrehung des Handrades am Ventile, um den Pulsometer in günstiger Weise in Betrieb zu setzen. Der Hub der Luftventile ist nach der Saughöhe zu regulieren, indem bei niederer Saughöhe zum regelmäßigen Gange des Pulsometers mehr Luft erforderlich ist als bei großer Saughöhe.

5. Nach erfolgter Regulierung der Luftventile und des Dampfeinlassventiles, welches bei der ersten Ingangsetzung zu bewirken ist, belässt man, wenn die Betriebsdampfspannung annähernd die gleiche ist, dieselben stets genau in der gleichen Einstellung und setzt den Pulsometer einfach durch Öffnen und beziehungsweise Schließen des Dampfabsperrentiles am Dampfkessel oder eines an sonst geeigneter Stelle eingeschalteten zweiten Ventiles in oder außer Betrieb.

6. Ist der Pulsometer heiß geworden, bevor er angesaugt hat, was bei kleinen Pulsometern, sehr langer Saugleitung und großer Saughöhe leicht eintreten kann, so muss man den Pulsometer vor der neuerlichen Ingangsetzung mit kaltem Wasser füllen, und zwar entweder von oben durch das Druckrohr oder durch Abschrauben des Dampfkopfes.

Fig. 93.

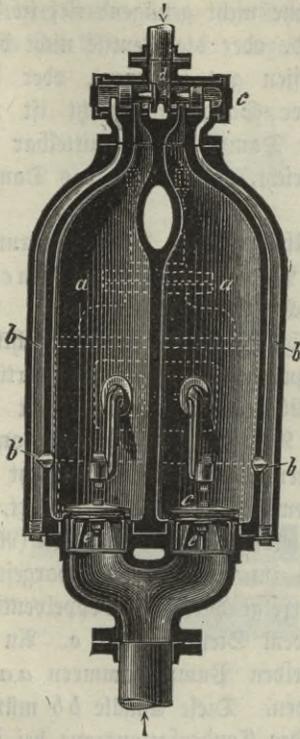


Fig. 94.

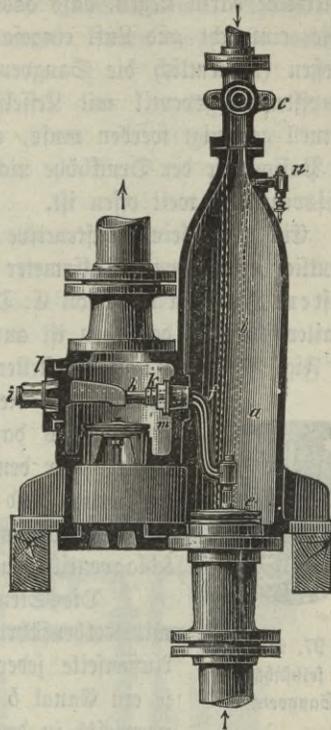


Fig. 95.

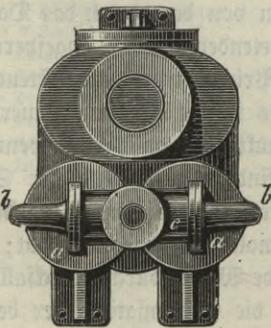
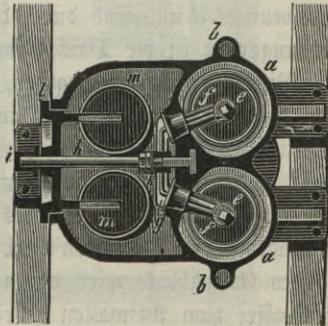


Fig. 96.



7. Hört der Pulsometer auf ordnungsmäßig zu arbeiten, so kann die Ursache darin liegen, daß das Saugrohr nicht genügend tief in das Wasser eintaucht und Luft eingesaugt wird, oder die Ventile nicht dicht schließen (namentlich die Saugventile müssen gut schließen), oder das Dampfsteuerungsventil mit Kesselstein oder Schlamm versetzt ist und eventuell gereinigt werden muß, oder der Dampfdruck unmittelbar vor dem Pulsometer der Druckhöhe nicht entspricht, oder endlich das Dampfeinlassventil zu weit offen ist.

Ein durch seine constructive Durchführung von den vorgenannten wesentlich verschiedener Pulsometer ist der Präcisions-Pulsometer System Hausmann von C. Teudloff & Th. Dittrich in Wien. Die Detailconstruction desselben ist aus den Fig. 93 bis 97, Text, ersichtlich. Die Fig. 93 und 94, Text, stellen zwei zu einander senkrechte Verticalschnitte und die Fig. 95, Text, die Draufsicht des Pulsometers dar, Fig. 96, Text, ist ein Horizontalschnitt über den Druckventilen mit der Draufsicht auf die Druck- und Saugventile. In Fig. 97, Text, ist der Saugkorb mit dem selbstthätigen Saugventil (Rückschlagventil, Fußventil) im Verticalschnitt dargestellt.

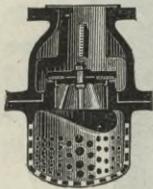
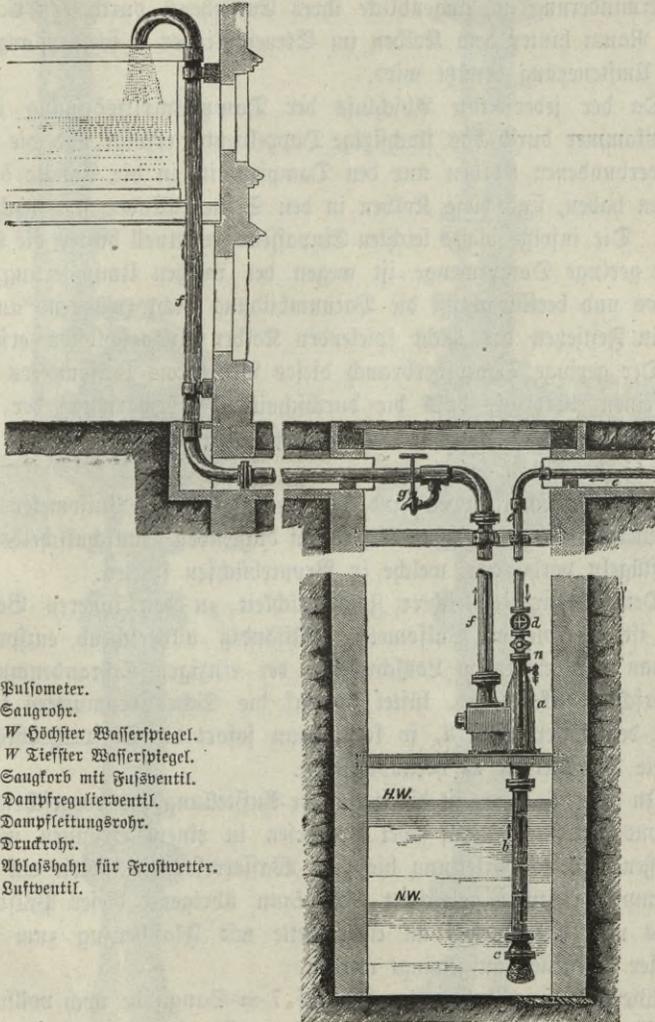


Fig. 97. Saugkorb mit selbstthätigem Saugventil.

Die Steuerung erfolgt durch ein Doppelventil *d* mit Kolbenführung in dem Steuerzylinder *c*. An der Außenseite jeder der beiden Pumpenkammern *aa* ist je ein Canal *b* vorhanden. Diese Canäle *bb* münden einerseits in der Nähe der Condensationszone bei *b'b'* in die Pumpenkammern *aa*, andererseits communicieren sie mit den Räumen beiderseits hinter den Führungscolben des Dampfsteuerungs-Doppelventiles *d* und sind durch diese Colben von dem durch das Dampfzuführungsrohr in die Dampfammer eintretenden Dampf abgesperrt.

Wie schon früher angegeben, liegt das Princip einer guten Steuerung darin, daß der Abschluß des Dampfzutrittes in die Pumpenkammern im richtigen Zeitpunkte erfolge. Dieser Zeitpunkt tritt dann ein, wenn der Dampf die in einer Pumpenkammer *a* befindliche, während der Saugperiode angesaugte Flüssigkeit bis zur oberen horizontalen Kante des zu den Druckventilen führenden Verbindungscanales herabgedrückt hat; denn in diesem Augenblicke wird das niedergehende Wasser durch zurückfallendes Druckwasser zum Aufwallen gebracht und die Condensation der benachbarten Dampfschichten herbeigeführt. In diesem Augenblicke, in welchem zugleich durch die entstehende Druckverminderung Druckwasser aus der

Druckkammer durch eines der Injectionsröhrchen *ff* behufs einer weiteren, kräftigen Condensation des Dampfes in die Pumpenkammer gespritzt wird, muß der Dampfzutritt abgeschlossen werden, wenn nicht ein weiteres,



- a* Pulsometer.
- b* Saugrohr.
- H W* Höchster Wasserpiegel.
- N W* Tiefster Wasserpiegel.
- c* Saugkorb mit Fußventil.
- d* Dampfregulierventil.
- e* Dampfleitungsrohr.
- f* Druckrohr.
- g* Ablasshahn für Frostwetter.
- n* Luftventil.

Fig. 98. Aufstellung des Präcisions-Pulsometers System Hausmann.

die Vacuumbildung beeinträchtigendes, übrigens nutzloses Nachströmen von frischem Kesseldampf stattfinden soll.

Dieser Anforderung ist bei dem Präcisions-Pulsometer dadurch entsprochen, daß die im unteren Kammertheile auftretende geringste Druckverminderung im Augenblicke ihres Entstehens durch den Canal *b* in den Raum hinter dem Kolben im Steuerzylinder *c* fortgepflanzt und so zur Umsteuerung benützt wird.

Da der jederzeitige Abschluß der Dampfeintrittsöffnung in die Pumpenkammer durch das flachstizige Doppelventil erfolgt und die beiden damit verbundenen Kolben nur den Dampfzutritt in die Canäle *bb* abzusperren haben, sind diese Kolben in den Steuerzylinder nur leicht eingepaßt. Die infolge dieses leichten Einpassens eventuell hinter die Kolben tretende geringe Dampfmenge ist wegen der raschen Umsteuerung ganz belanglos und beeinträchtigt die Vacuumbildung nicht, während andererseits ein Festsetzen der leicht spielenden Kolben ausgeschlossen erscheint.

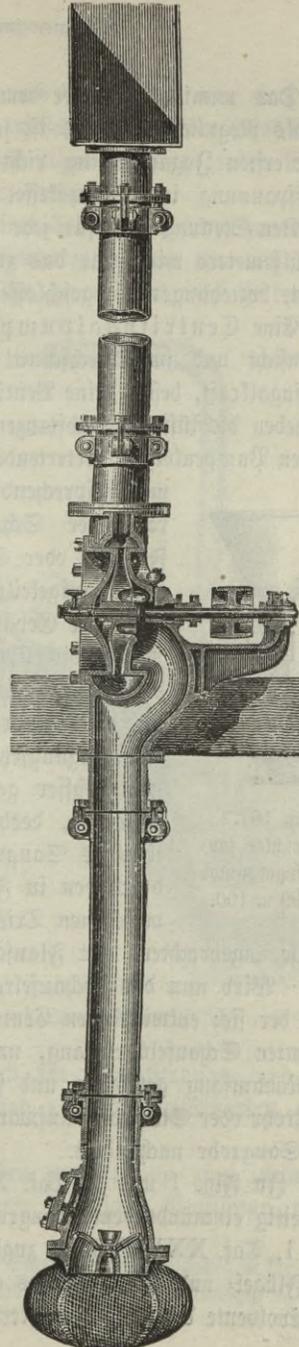
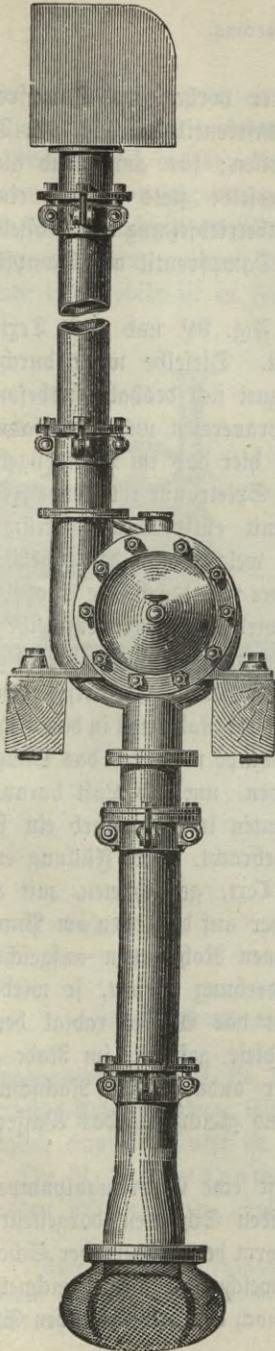
Der geringe Dampfverbrauch dieses Präcisions-Pulsometers findet darin seinen Ausdruck, daß die durchschnittliche Erwärmung der geförderten Wassermenge bei Förderhöhen über 10 *m* nur 0,1° R. oder 0,125° C. beträgt.

Statt Kautschukklappen sind bei dem Präcisions-Pulsometer solide Regelventile mit auf conischen Sitzflächen dichtenden Kautschukscheiben und Bronceflügeln vorhanden, welche in Broncebüchsen spielen.

Dem Bedürfnis leichter Zugänglichkeit zu den inneren Bestandtheilen ist bei diesem Pulsometer vollständig ausreichend entsprochen. Hebt man nach erfolgtem Losschrauben der einzigen Schraubenmutter *i* den Verschlussdeckel *l* ab, lüftet hierauf die Schraubenmutter *k* und entfernt den Ankerbolzen *h*, so kann man sofort die Einspritzröhrchen *f* sowie die Druckventile *m* herausnehmen.

In Fig. 98, Text, ist die stationäre Aufstellung des vorgeschriebenen Präcisions-Pulsometers auf zwei Traversen in einem Brunnen und die anschließende Druckrohrleitung bis zum Wasserreservoir, sowie ein Theil der Dampfrohrleitung gezeichnet. Es kann übrigens dieser Pulsometer ebenfalls nach Erfordernis an einer Kette mit Flaschenzug zum höher und tiefer Einstellen aufgehängt werden.

Wiewohl diese Pulsometer bis auf 7 *m* Saughöhe noch vollständig zuverlässig arbeiten, ist es doch im Interesse eines möglichst ökonomischen Betriebes geboten, wenn thunlich, die Saughöhe nur 2 bis 3 *m* zu wählen.



Das unmittelbar über dem Pulsometer vorhandene Dampfventil dient als Regulierventil und ist sowie die Luftventile *n*, Fig. 94, Text, bei der ersten Ingangsetzung richtig einzustellen; für annähernd gleiche Dampfspannung im Dampfkessel bleibt dasselbe stets in der einmal regulierten Stellung und für jede weitere Inbetriebsetzung oder Abstellung des Pulsometers wird nur das zugehörige Dampfventil am Dampfkessel geöffnet, beziehungsweise geschlossen.

Eine Centrifugalpumpe ist in Fig. 99 und 100, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt dargestellt. Dieselbe wirkt durch die Centrifugalkraft, besitzt keine Ventile und eignet sich deshalb insbesondere zum Heben dickflüssiger Substanzen in Bierbrauereien und Zuckerfabriken. Der den Pumpenkolben vertretende Theil ist hier das im Pumpengehäuse

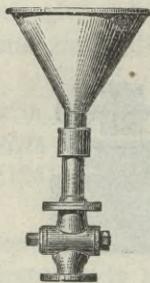


Fig. 101.  
Fülltrichter zur  
Centrifugalpumpe  
Fig. 99 u. 100.

mit entsprechend geringem Spielraum rotierende Flügelrad oder Schaufelrad mit entsprechend gekrümmten Flügeln oder Schaufeln, welches auf der zugehörigen Welle aufgekelt ist. Letztere tritt durch eine Stopfbüchse aus dem Gehäuse und wird durch Riemenscheibe und Riemen in Umdrehung versetzt. Das Gehäuse ist gegen das seitlich aufgeschraubte Druckrohr excentrisch erweitert und das Saugrohr mündet im Radmittel in das Gehäuse. Vor Ingangsetzung der Pumpe muß erst das Saugrohr mit Wasser gefüllt werden, um die Luft daraus zu entfernen, deshalb ist unten im Saugkorb ein selbstthätiges Saugventil angebracht. Die Füllung erfolgt durch den in Fig. 101, Text, gezeichneten, mit Hahn versehenen Trichter, welcher auf den oben am Pumpengehäuse angebrachten, mit Flansche versehenen Rohrstützen aufgeschraubt wird. Wird nun das Schaufelrad in Umdrehung versetzt, so wird vermöge der sich entwickelnden Centrifugalkraft das Wasser radial den gekrümmten Schaufeln entlang, und durch diese geführt, im Rade gegen den Radumfang getrieben und steigt unter andauerndem Nachschub im Druckrohr oder Steigrohr aufwärts, während gleichzeitig das Wasser aus dem Saugrohr nachströmt.

In Fig. 1 und 2, Taf. XXVIII ist eine Centrifugalpumpe mit zweiseitig einmündendem Saugrohr in beiden Schnitten dargestellt und Fig. 1, Taf. XXVIII läßt zugleich die Form der Flügel oder Schaufeln des Flügel- und Schaufelrades erkennen, welche wie hier gezeichnet nach der Evolvente des Flügelansatzkreises oder nach der archimedischen Spirale

gekrümmt sind, übrigens auch nach einem Kreisbogen oder nach einer frei gewählten Form gekrümmt oder endlich auch gerade sein können. Mit Rücksicht auf die Erzielung eines günstigen Wirkungsgrades sind die gekrümmten Schaufeln den geraden vorzuziehen.\*)

Die Einfachheit der Montierung einer Centrifugalpumpe zur Wasserhebung mit Riemenantrieb durch Zwischenvorlege und eine auf Rädern ruhende Locomobile ist in Fig. 102, Text, zu ersehen. Es ist dies eine

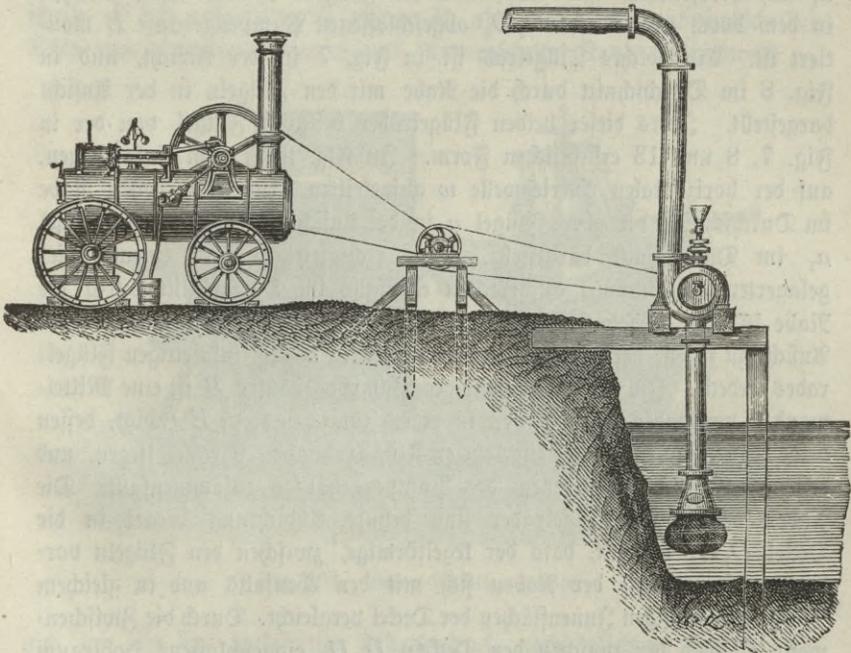


Fig. 102. Centrifugalpumpe mit Locomobilbetrieb.

Pumpenanordnung, wie sie hauptsächlich für Bewässerungs- und Entwässerungs-Arbeiten ihrer Einfachheit und raschen Herstellbarkeit wegen vorzüglich empfehlenswert ist.

Die Rotationspumpen bestehen zumeist aus zwei ineinander greifenden Kolbenrädern, ähnlich wie beim Root'schen Ventilator, welche

\*) Eine theoretische Abhandlung über die Schaufelform ist enthalten in Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, 2. Auflage, 3. Theil, 2. Abth., S. 1001.

das anfangs größere Volumen zwischen ihren Kolben und der Gehäusewandung nach und nach bis auf Null verkleinern und wieder wachsen lassen und sohin drückend und saugend wirken.

Die in Fig. 103, Text, in der perspectivischen Ansicht und in Fig. 7 bis 13, Taf. XX, im Detail dargestellte Patent=Rotations=pumpe von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei in Penig (Sachsen), enthält zwei Flügelräder  $A_1A_2$ , wovon eines mit den Flügeln  $a_1$  auf horizontaler und eines mit den Flügeln  $a_2$  auf schiefer Achse, in dem durch zwei Deckel  $D_1D_2$  abgeschlossenen Pumpengehäuse  $B$  montiert ist. Ein solches Flügelrad ist in Fig. 7 in der Ansicht, und in Fig. 8 im Durchschnitt durch die Nabe mit den Flügeln in der Ansicht dargestellt. Jedes dieser beiden Flügelräder besitzt 6 Flügel von der in Fig. 7, 8 und 13 ersichtlichen Form. In Fig. 9 ist vom linksseitigen, auf der horizontalen Antriebswelle  $w$  aufgekeilten Flügelrad, dessen Nabe im Durchschnitt, der obere Flügel  $a$  in der Ansicht und der untere Flügel  $a_1$  im Durchschnitt dargestellt. Vom rechtsseitigen, auf einem schief gelagerten Achsstummel aufgekeilten ebenfalls im Durchschnitt durch die Nabe in Fig. 9 gezeichneten Flügelrade ist der untere Flügel  $a_2$  in der Ansicht zu sehen, der obere hingegen durch jenen  $a$  des linksseitigen Flügelrades gedeckt. Im unteren Theile des Pumpengehäuses  $B$  ist eine Mittelwand  $C$  vorhanden, welche oben in einem conischen Kopf  $E$  endigt, dessen beide Seitenflächen zu den zugekehrten Flügelradnaben parallel liegen, und dessen Mittelpunkt mit jenem des Pumpengehäuses zusammenfällt. Die Naben der beiden Flügelräder sind behufs Abdichtung derart in die Deckel  $D_1D_2$  versenkt, daß der kegelförmige, zwischen den Flügeln vorhandene freie Theil der Naben sich mit den ebenfalls und in gleichem Maße kegelförmigen Innenflächen der Deckel vergleicht. Durch die Zwischenwand  $C$  wird der zwischen den Deckeln  $D_1D_2$  eingeschlossene Hohlraum des Pumpengehäuses derart abgetheilt, daß für den Durchgang der Flügel beider Flügelräder oben nur eine, in Fig. 9 durch den an Paßflächen  $F$  (Fig. 9 und 10) hinstreichenden Flügel  $a$  ausgefüllte Durchgangsöffnung vorhanden ist, durch welche die Flügel beider Flügelräder hintereinander hindurchgehen, indem sie wie die Zähne von Kegekrädern aufeinander folgen wie die Skizze Fig. 13 erkennen läßt. Unten jedoch sind zwei solche Durchgangsöffnungen rechts und links von der Zwischenwand  $C$  vorhanden, deren eine in Fig. 9 durch den ebenfalls zwischen Paßflächen hindurchgehenden Flügel  $a_1$ , die andere aber durch den Flügel  $a_2$  ausgefüllt ist. Jede der beiden unteren Durchgangsöffnungen hat genau dieselben Querschnitts-

dimensionen, wie die obere an der engsten Stelle zwischen den zugehörigen Paßflächen  $F$ . Durch die linksseitige der beiden unteren Durchgangsöffnungen gehen die aufeinander folgenden Flügel des linksseitigen auf horizontaler Achse  $w_1$  montierten Flügelrades  $A_1$  und durch die rechtsseitige jene des rechtsseitigen auf schiefer Achse  $w_2$  montierten Flügelrades  $A_2$  hindurch. Das obere Abschlußstück  $E$  reicht behufs Abdichtung beiderseits in die zugewendeten Vertiefungen der Flügelradnaben hinein, wie in Fig. 9 ersichtlich ist. Auf der Antriebwelle  $w_1$  ist die Riemenscheibe  $R$  fest aufgekittet, die andere  $R_0$  aber lose (Fest- und Losscheibe). Wird nun vermittels Riemen und Riemenscheibe  $R$  die Antriebwelle  $w_1$

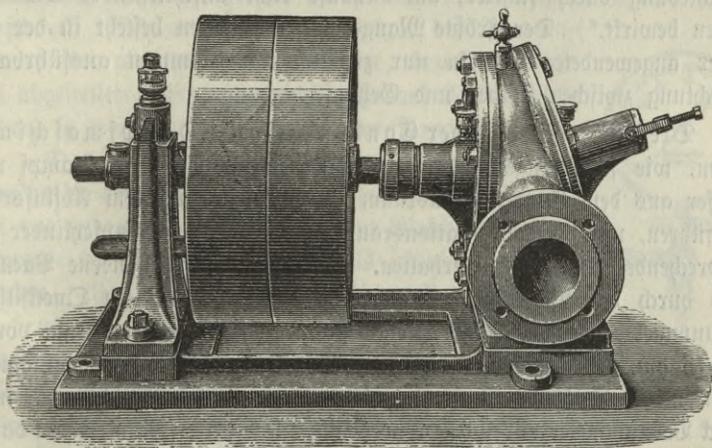


Fig. 103. Patent-Notationspumpe.

und mit ihr das linksseitige Flügelrad  $A_1$  nach beliebiger Richtung in Umdrehung versetzt, so folgt vermöge des zahnartigen Eingriffes der Flügel  $a_1 a_2$ , Fig. 13, auch das zweite Flügelrad  $A_2$  dieser Bewegung. Hierbei werden, wie bereits erwähnt, die Flügel der beiden Räder oben hintereinander durch dieselbe Öffnung treten, unten aber auseinander gehen und getrennt die zugehörigen Öffnungen  $a_1 a_2$ , Fig. 9, durchlaufen. Daraus ergibt sich nun die Saug- und Druckwirkung in der Flügelbewegungsrichtung in den durch die Zwischenwand  $C$  getrennten beiden unteren Durchgangsöffnungen. Rotieren hierbei die Flügelräder in der Pfeilrichtung  $p$  Fig. 10, so wird das Wasser durch den rechtsseitigen Rohrstruzen in der Pfeilrichtung  $p_1$  angesaugt (Saugstruzen) und durch

den linksseitigen Rohrstutzen in der Pfeilrichtung  $p_2$  hinausgedrückt (Druckstutzen). Die Bügelschraube  $S$  am Ende der Lagerhülse des schiefen Pumpen-Deckels  $D_2$  dient sowohl zum Anpressen des Lager-Verschlussdeckels  $d$  unter derselben, als auch zum Abheben des ganzen schiefen Deckels  $D_2$  behufs Demontierung der Pumpe, wobei nach Entfernung des Lager-Verschlussdeckels  $d$  die Bügelschraube  $S$  mit ihrer Spitze in das Körnerloch der Achse  $w_2$  drückt und so den schiefen Pumpen-Deckel  $D_2$  allein abhebt.

Eine andere Art von Rotationspumpen besitzt einen excentrisch gelagerten cylindrischen Kolben, welcher rotiert und hierdurch die radiale Verschiebung durchgeführter, am Gehäuse dicht anschließender Schieberplatten bewirkt.\*) Der größte Mangel dieser Pumpen besteht in der mit bisher angewendeten Mitteln nur ziemlich unvollkommen ausführbaren Abdichtung zwischen Kolben und Gehäusewandung.

Die Luftpumpen der Condensations-Dampfmaschinen dienen, wie schon angeführt, dazu, das Gemisch von Luft, Dampf und Wasser aus dem Condensationsraum zu entfernen und dem Abflussrohr zuzuführen, um im Condensationsraum und somit im Dampfzylinder ein entsprechendes Vacuum zu erhalten. Das jeweilig vorhandene Vacuum wird durch das Vacuummeter angezeigt, u. zw. durch ein Quecksilber-Vacuummeter oder durch ein Metall-Vacuummeter mit Kreisscala von 0 bis 76 *cm.* Gegenwärtig wird gewöhnlich das Metall-Vacuummeter angewendet. Dasselbe ist in Fig. 104, Text, in der Ansicht mit einem Stück Vacuummeterrohr und Dreiwegbahn dargestellt. Man erkennt daran die Druckverminderung, welche durch die Condensation des von der Dampfmaschine in den Condensationsraum abziehenden Dampfes infolge seiner innigen Berührung mit dem kalten Einspritzwasser oder Injectionswasser eintritt und durch die Luftpumpe erhalten wird und drückt dieselbe in Centimeter-Quecksilbersäule analog der Angabe des Barometers aus, wobei ins Auge gefasst werden mag, dass  $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 735,5 \text{ mm}$  Quecksilbersäule.

Weil die Luftpumpe aus dem Condensationsraum einer Dampfmaschine nicht nur Luft, sondern auch Dampf und Wasser von bestimmter Temperatur fortschaffen muß und der bestimmten Temperatur des Con-

\*) Hierüber ist Ausführliches enthalten in: F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlösch-Apparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877.)

denfationswassers (normal  $35^{\circ}$  C. oder  $28^{\circ}$  R.) auch eine bestimmte Dampfspannung entspricht, so ist das erzielte Vacuum auch von der Temperatur des Condensationswassers abhängig. Da nun das Vacuummeter genau so die Luftleere anzeigt wie das Barometer den Luftdruck, so zeigt auch bei dem Vacuummeter die Scala die Druckverminderung nach Centimeter-Quecksilbersäule an. Es beträgt somit im Mittel das absolute Vacuum an der Meeresoberfläche  $760\text{ mm}$  oder  $76\text{ cm}$  und die Scala des Vacuummeters reicht deshalb genau wie jene des Barometers von 0 bis  $76\text{ cm}$  mit Spielraum darüber.

Ist das Vacuum gleich Null, d. h. zeigt der Zeiger des Vacuummeters auf Null, so ist der Druck im Condensator gleich dem äußeren Luftdruck. Würde demnach der Zeiger des Vacuummeters bei abgestelltem Condensator, beziehungsweise bei abgestellter Luftpumpe nicht mehr auf Null zurückgehen, so wäre das ein Zeichen einer Mangelhaftigkeit.

Das beste erzielbare Vacuum beträgt  $72\text{ cm}$ , gewöhnlich aber findet man nur  $65$  bis höchstens  $70\text{ cm}$  bei gut gebauten und gut gewarteten Maschinen. Was darunter ist, muß ohne weiters als schlecht bezeichnet werden. Als Ursachen eines schlechten Vacuums sind zu bezeichnen: Undichtheit von Flanschenverbindungen oder Stopfbüchsen, durch welche Luft in den Condensator gelangt, Undichtheit des Luftpumpenkolbens, mangelhafte Regulierung der Einspritzwassermenge, eine zu hohe Temperatur des Einspritzwassers und endlich eine in ihrem Kolbendurchmesser und Kolbenhub nicht zur Fortschaffung des Gemisches von Luft, Dampf und Wasser ausreichend dimensionierte Luftpumpe.

Die Luftpumpen sind sonach mit dem luftdicht geschlossenen Condensationsraum, in welchen der vom Dampfzylinder abziehende Dampf und das kalte Einspritzwasser treten, zusammengehörig und beide bilden im Verein den Condensator und die Haupttheile des Condensators sind: der Condensationsraum, der Einspritzhahn oder Injectionshahn mit dem Einspritz- oder Injectionrohr, die Luftpumpe mit ihren Ventilen und dem Abflußrohr für das von ihr geförderte Warmwasser und endlich das Vacuummeter mit seinem zum Condensationsraum reichenden Verbindungsrohr.

Nach der Lage des Luftpumpenzylinders unterscheidet man den Condensator mit horizontaler Luftpumpe und jenen mit verticaler Luft-

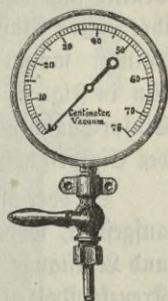


Fig. 104. Metall-Vacuummeter.

pumpe. Die horizontale Luftpumpe ist gewöhnlich doppelt wirkend, mit geschlossenem Kolben und Metalldichtung; die verticale einfachwirkend mit Ventilkolben und Metalldichtung oder, namentlich bei älteren Ausführungen mit Handdichtung.

In Fig. 3 bis 10, Taf. XXVIII und Fig. 1 bis 8, Taf. XXIX ist ein Condensator mit horizontaler Luftpumpe und Aufstellung über dem Fundament mit gemeinsamer Kolbenstange für den Dampf- und Pumpenkolben dargestellt.

Der zur Dichtung mit selbstspannenden Metallringen versehene Pumpenkolben bewirkt beim Rechtsgang die Eröffnung des linksseitigen Saugventiles und des rechtsseitigen Druckventiles und umgekehrt. Die Ventile sind durch rechteckige Kautschukplatten gebildet und klappen durch ihre eigene Elasticität zu. Der Condensationsraum und der Luftpumpencylinder sammt den Ventilkammern sind in einem Gussstücke vereinigt. Ein in Fig. 5 und 8, Taf. XXVIII ersichtlicher Zeiger am Gehäuse des Einspritzhahnes zeigt auf der zugehörigen Scala die Größe der Eröffnung des Einspritzhahnes an, welche durch Drehen des Handrades eingestellt wird.

So oder ähnlich eingerichtete Condensatoren werden auch im Fundament aufgestellt, wobei dann der Antrieb der Luftpumpe durch Hebelübersetzung und Lenkstange entweder vom Kurbelzapfen der Dampfmaschine oder vom Kreuzkopfbolzen der Dampfmaschine oder endlich bei rückwärts durchgehender Kolbenstange und Schienenführung vom zugehörigen Führungsstück in gleicher Weise erfolgt.

In Fig. 1 bis 6, Taf. XXX ist ein Condensator mit verticaler Luftpumpe und Aufstellung im Fundament dargestellt.

Der Condensationsraum, ein zum Dampfcylinder parallel liegendes gusseisernes Rohr, in welches der Einspritzhahn das Einspritzwasser leitet, ist hier besonders hergestellt und mit dem vertical stehenden Luftpumpencylinder durch Verschraubung verbunden.

Die Luftpumpe ist einfachwirkend und der mit zwei selbstspannenden Metalldichtungsringen versehene Ventilkolben wird mittels Lenkstange und Winkelhebel vom rückwärtigen Ende der beiderseits durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine betrieben. Die Ventile sind durch Kautschukringplatten gebildet, wovon die untere frei aufliegt und durch ihre Elasticität sich schließt, die obere an einen gusseisernen Ring befestigt ist, welche mit Armen und Nabe an der Kolbenstange gerade geführt, auf- und niedergeht.

Beim Aufwärtsgang des Luftpumpenkolbens öffnet sich das Saugventil und das Gemisch von Luft, Dampf und Wasser tritt aus dem Condensationsraum in den Luftpumpencylinder und gleichzeitig fließt das über dem Kolben befindliche Wasser durch das Abflußrohr ab. Beim Niedergang des Kolbens wird dies Gemisch zuerst gepreßt, bis die Spannung der äußeren Luft überwunden wird, wonach sich das Druckventil im Kolben öffnet und der Inhalt des Cylinders über den Kolben entweicht.

Das Einspritzwasser kann bis zu einer Höhe von 5 m durch das Vacuum selbst angesaugt werden; geht dies nicht an, so muß eine besondere Pumpe aufgestellt werden, welche das kalte Wasser in ein Reservoir schafft, aus dem es durch ein Rohr zum Einspritzhahn in den Condensator fließt, und diese Pumpe heißt Kaltwasserpumpe.

Seltener kommt auch Körtings Wasserstrahl-Condensator zur Erhaltung des Vacuums bei Condensationsdampfmaschinen in Anwendung, bei welchem der Wasserstrahlapparat statt der Luftpumpe vorhanden ist und selbstthätige Ventile nicht vorkommen. Derselbe ist in Fig. 105, Text, im Durchschnitt gezeichnet und das für den Wasserstrahl erforderliche Wasser fließt von einem höher gestellten Reservoir zu.

Die Einspritzwassermenge von 12° C. Temperatur ist unter gewöhnlichen Verhältnissen gleich dem 25fachen Gewichte des zu condensierenden Dampfes und die Temperatur des Condensationswassers beträgt rund 35° C. Eine dieses Maß übersteigende Einspritzwassermenge ist nicht mehr vortheilhaft, und bei übermäßiger Zuleitung von Einspritz-

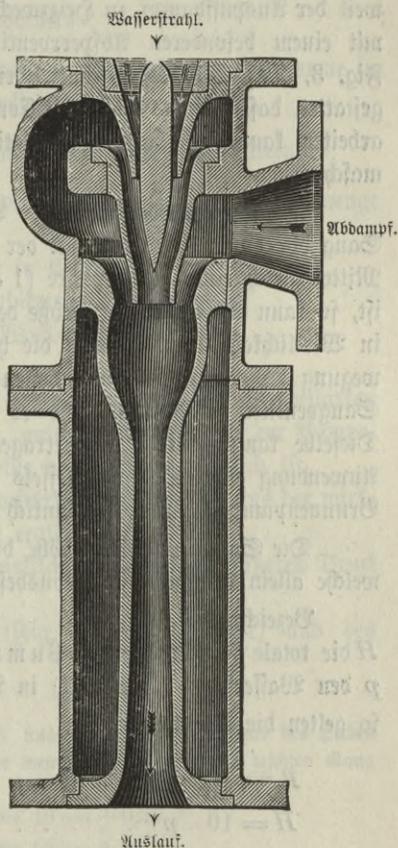


Fig. 105. Körtings Wasserstrahl-Condensator.

wasser kann dieses selbst die zum Dampfzylinder führende Rohrleitung füllen und in diesen gelangen, in welchem Falle Brüche unvermeidlich sind.

In Fällen, wo die erforderliche Einspritzwassermenge nicht immer vorhanden ist, oder deshalb zeitweilig ohne Condensation gearbeitet wird, weil der Auspuffdampf zu Heizzwecken verwendet wird, muß die Maschine mit einem besonderen Absperrventil oder Doppel-Absperrventil, wie in Fig. 3, Taf. XXX gezeichnet, versehen sein, welches solche Einstellung gestattet, daß die Maschine mit Condensation und auch ohne Condensation arbeiten kann, also als Condensationsmaschine und auch als Auspuffmaschine.

**3. Dimensionsbestimmung.** Weil das Aufsteigen des Wassers im Saugrohr durch den Überdruck der äußeren Luft erfolgt und dieser im Mittel gleich einer Atmosphäre ( $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 10 \text{ m}$  Wassersäule) ist, so kann theoretisch die Größe der Saughöhe höchstens  $10 \text{ m}$  betragen; in Wirklichkeit aber kommen die hydraulischen Widerstände und die Bewegung des Wassers, sowie dessen Luftgehalt und auch die Hebung des Saugventiles in Betracht und es wird demnach die Saughöhe kleiner. Dieselbe kann  $6$  bis  $7 \text{ m}$  betragen. Bei so großer Saughöhe ist die Anwendung eines Saugwindkessels zur Vermeidung von Stößen angezeigt. Brunnenpumpen werden gewöhnlich nur für  $2$  bis  $3 \text{ m}$  Saughöhe eingebaut.

Die Saug- und Druckhöhe bilden zusammen die totale Förderhöhe, welche allein auf die Dimensionsbestimmung der Pumpe von Einfluss ist.

Bezeichnet

$H$  die totale Förderhöhe bei Pumpen zur Wasserhebung in Meter,  
 $p$  den Wasserdruck (Überdruck) in Atmosphären, ( $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/cm}^2$ ),

so gelten die Gleichungen

$$p = \frac{H}{10} \dots \dots \dots (209)$$

$$H = 10 \cdot p \dots \dots \dots (210)$$

Im Folgenden bezeichnet ferner für Kolbenpumpen\*)

\*) Die Stopfbüchsen erhalten nach S. v. Reiche folgende Dimensionen, wenn  $d$  den Durchmesser der Kolbenstange,  $\delta$  die Dichte der Ganpackung (radial gemessen),  $h$  die Höhe der Ganpackung, also die Länge des Stopfbüchsenhalses bezeichnet

a) Stopfbüchsen für tropfbare Flüssigkeiten oder wenn auf ihre Dichtigkeit und ihren leichtesten Gang nicht viel ankommt

$$\delta = 10 \text{ mm} + 0,02 d \text{ bis } 10 \text{ mm} + 0,05 d$$

$$h = 25 \text{ mm} + 0,15 d \text{ bis } 50 \text{ mm} + 0,33 d$$

- $D$  den Durchmesser des Pumpenkolbens in Meter,  
 $s$  den Kolbenhub in Meter,  
 $s'$  den Hebelausschlag am Kraftangriffspunkte bei Handhebel in Meter,  
 $K$  die wirklich erforderliche Kraft in Kilogramm am Hebelarm  $l'$ ,  
 $\frac{s}{s'} = \frac{l}{l'}$  das Hebelverhältnis des Handhebels,  
 $c'$  die mittlere Geschwindigkeit am Kraftangriffspunkte am Hebelarme  $l'$ ,  
 $n$  die Anzahl der Kolbenspiele (Doppelhübe) in der Minute,  
 $c = \frac{2sn}{60}$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Secunde,  
 $\mu$  das Verhältnis der von der Pumpe wirklich gelieferten Wassermenge zur theoretischen,  
 $Q$  die wirklich gelieferte Wassermenge in Cubikmeter pro Secunde,  
 $Q_1$  die theoretische Wassermenge in Cubikmeter pro Secunde,  
 $\gamma = 1000$  das Gewicht von  $1 m^3$  Wasser in Kilogramm,  
 $\eta$  den Wirkungsgrad der Pumpe,  
 $N_a$  den absoluten Effect, d. i. die Arbeit in effectiven Pferdestärken ( $1 PS = 75 mk$  pro Secunde), welcher zum Betrieb der Pumpe, z. B. an der Antriebsriemenscheibe derselben erforderlich ist,  
 $N_n$  den Nutzeffect der Pumpe in Pferdestärken, welcher sich aus der wirklich gelieferten Wassermenge  $Q$  ergibt,  
 $P$  den zur Bewegung des Kolbens wirklich erforderlichen äußeren Druck in Kilogramm,  
 $D_1$  den Durchmesser des Saugrohres (Fig. 7, Taf. XXIII) und des Saugventiles in Meter,

b) Stopfbüchsen für Dampf oder Luft und wenn das Verhältnis des Hubes zum Stangendurchmesser groß, oder wenn auf Dichtigkeit und leichten Gang viel ankommt

$$d = 10 \text{ mm} + 0,12 d \text{ bis } 10 \text{ mm} + 0,35 d$$

$$h = 25 \text{ mm} + 1,3 d \text{ bis } 50 \text{ mm} + 2 d.*$$

Die Anzahl der Stopfbüchsenerschrauben ist gewöhnlich gleich zwei und bei sorgfältiger Dichtung gleich drei.

Die Wandstärke des Halses, die Flanschenstärke der Brille und die Schraubennummer wird am besten in der Zeichnung dem Gefühle nach dimensioniert.

\*) Obige Formeln ergeben für  $d > 30 \text{ mm}$  passende Dimensionen; für  $d < 30 \text{ mm}$  kann man nehmen

$$d = 6 \text{ mm} + 0,17 d.$$

$$h = 10 \text{ mm} + 1,33 d.$$

- $D_2$  den Durchmesser des Ventilkopfes,  
 $D_3$  den Durchmesser des Ventilgehäuses,  
 $\delta$  die Wandstärke des Pumpenzylinders, beziehungsweise Ventilgehäuses  
 für den allgemeinen mit  $D$  bezeichneten lichten Durchmesser  
 desselben,  
 $\delta_1$  die Wandstärke des Metallfuges in Millimetern,  
 $\sigma$  die Horizontalprojection der Ventilsitzbreite in Millimetern,  
 $h$  die Hubhöhe des Ventiles.

Man erhält mit diesen Bezeichnungen die gelieferte Wassermenge

für einfachwirkende Pumpen

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60} \dots \dots \dots (211)$$

$$Q = \mu \cdot Q_1 = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60} = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{c}{2} \dots (212)$$

und für doppelwirkende Pumpen

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} \dots \dots \dots (213)$$

$$Q = \mu \cdot Q_1 = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c \dots \dots \dots (214)$$

und für beide Fälle

$$\mu = 0,8 \text{ bis } 0,9 \dots \dots \dots (215)$$

Als Anhaltspunkte für die Cylinderdimensionen kann man nehmen

a) für Handpumpen mit Hebelantrieb

$$s' \leq 0,75 \text{ m}$$

$$\frac{s}{s'} = \frac{l}{l'} \approx \frac{1}{10}^*)$$

$$l = 2s$$

\*) Specieller kann man setzen

für Presspumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{10}$$

für Speisepumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{8}$$

für Brunnenpumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{6}$$

$$\left. \begin{array}{l} c \leq 0,75 \text{ m pro Secunde} \\ c = \frac{l}{l'} \cdot c' \end{array} \right\} \dots \dots \dots (216)$$

b) für Pumpen mit Excenterantrieb

$$\frac{s}{D} = 1 \text{ bis } 2 \dots \dots \dots (217)$$

c) für Pumpen mit Kurbelantrieb

$$\frac{s}{D} = 2 \text{ bis } 4 \dots \dots \dots (218^*)$$

Für Pumpen, welche vom Kreuzkopf der Dampfmaschine betrieben werden, ist  $s$  gleich dem Kolbenhub der Dampfmaschine.

Für Transmissionspumpen kann man für die mittlere Kolbengeschwindigkeit nehmen

$$c = 0,15 \text{ m bis } 0,75 \text{ m pro Secunde} \dots \dots \dots (219)$$

und bei sonst freier Wahl

$$c = 0,2 \text{ m bis } 0,3 \text{ m pro Secunde} \dots \dots \dots (220)$$

Die zum Betrieb einer Pumpe erforderliche Arbeit in effectiven Pferdestärken ergibt sich aus der Gl.

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot N_n \dots \dots \dots (221)$$

und weil hier der Nutzeffet  $N_n$  der Arbeit der wirklich gelieferten Wassermenge  $Q$  entspricht also

$$N_n = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \dots \dots \dots (222)$$

ist, so wird auch

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \dots \dots \dots (223)$$

wofür man setzen kann:

$$\eta = 0,66 \text{ bis } 0,8; \text{ im Mittel } \eta = 0,75 \dots \dots \dots (224)$$

$$\frac{1}{\eta} = 1,50 \text{ bis } 1,25; \text{ im Mittel } \frac{1}{\eta} = 1,33 \dots \dots \dots (225)$$

\*) Diese Formeln ergeben für den Excenterantrieb einen verhältnismäßig kleineren Hub als für den Kurbelantrieb. Im allgemeinen soll der Kolbenhub mit Rücksicht auf die Wasserverluste durch das zufallende Ventil möglichst groß sein; um jedoch bei Excenterantrieb nicht übermäßig große Dimensionen für das Excenter zu erhalten, wird dieser nur für Pumpen mit kleinem Hub, der Kurbelantrieb aber für solche mit größerem Hub zur Anwendung gebracht, und dem entsprechen die hier angegebenen Verhältnisse.

Der am Pumpenkolben erforderliche äußere Druck kann für mittlere Verhältnisse und annähernde Rechnung genommen werden

$$P = 1,33 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 10000 \cdot p = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \quad (226^*)$$

wobei überdies

a) für Handpumpen mit Hebel

$$P = \frac{l'}{l} \cdot K \quad \dots \quad (227)$$

b) für Dampfkesselspeisepumpen, für  $p$  gleich der Kesseldampfspannung (Überdruck)

$$p = 5 \text{ bis } 12 \text{ at} \quad \dots \quad (228)$$

$$K = 6 \text{ kg für einen Mann am Hebel} \quad \dots \quad (229)$$

c) für die Pumpen hydraulischer Pressen

$$p = 200 \text{ bis } 300 \text{ at} \quad \dots \quad (230)$$

$$K = 60 \text{ kg für zwei Männer, zu Ende der Pressung.} \quad \dots \quad (231)$$

d) für Handpumpen mit Kurbel und Handschwungrad

$$K = 8 \text{ kg für einen Mann an der Kurbel} \quad \dots \quad (232)$$

$$c' = 0,75 \text{ m pro Secunde} = \text{Umfangsgeschwindigkeit der Handkurbel} \quad \dots \quad (233)$$

Den Durchmesser des Saugrohres  $D_1$  (Fig 53, Text) nimmt man gewöhnlich gleich jenem des Druckrohres und kann im Mittel setzen

$$D_1 = 0,7 D \quad \dots \quad (234^{**})$$

\*) Es ist, weil hier  $D$  in Meter ausgedrückt erscheint, die Kolbenfläche  $\left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2\right)$  in Quadratmeter eingesetzt und weil der Druck  $p$  in Atmosphären, also in Kilogramm auf einen Quadratcentimeter angegeben ist, so beträgt der Druck auf einen Quadratmeter, welcher 10000  $\text{cm}^2$  enthält, 10000  $p$ .

\*\*) Die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung (Saug- und Druckrohr) wird im allgemeinen größer genommen als die mittlere Kolbengeschwindigkeit, und ist gewöhnlich gleich oder kleiner als 0,7  $m$  und nur in äußersten Fällen bis 1,25  $m$  zulässig. Im allgemeinen ist, wenn  $c_1$  diese Geschwindigkeit bezeichnet, weil in der Secunde die gleiche Wassermenge durch jeden Querschnitt geht

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot c_1$$

woraus

$$\frac{c_1}{c} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

Die conischen (unter 45 bis 55°) eingeschliflenen Ventile erhalten als horizontale Projection der Sitzbreite\*)

$$\sigma = 4 \text{ mm} + 0,01 D_1 \dots \dots \dots (235)$$

und der lichte Durchmesser des Ventilgehäuses  $D_3$  ergibt sich mit den Bezeichnungen nach Fig. 53, Text, aus der Gleichung für gleichen Durchgangsquerschnitt

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_2^2) \dots \dots \dots (236)$$

mit

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 + D_2^2} \dots \dots \dots (237)$$

Die Hubhöhe  $h$  des Ventiles (Fig. 53, Text) soll möglichst klein sein, um  $\mu$  möglichst groß zu erhalten. Für gleichen Durchgangsquerschnitt ergibt sich, wenn man den Durchmesser  $D'_1$  des Saugventils gleich dem Durchmesser des Saugrohres macht

$$\pi D'_1 \cdot h = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \dots \dots \dots (238)$$

Für den Wert nach obiger Gl. (234 ergibt sich sonach

$$\frac{c_1}{c} = \left(\frac{1}{0,7}\right)^2 = \frac{1}{0,49} \approx 2$$

oder

$$c_1 = 2 c.$$

Demnach wird Gl. (234 für alle Kolbenpumpen, mit Ausnahme der vom Kreuzkopf der Dampfmaschinen betriebenen, gelten können; für letztere ist  $c$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit des Dampfkolbens und da diese wohl stets größer als 1 m ist, so würde Gl. (234 einen Wert  $c_1 > 1,25 m$  ergeben, was unzulässig ist, weshalb in letzterem Falle  $D_1$  für eine gewählte Geschwindigkeit  $c_1 < 1,25 m$  aus der Gl.

$$D_1 = D \cdot \sqrt{\frac{c}{c_1}}$$

zu berechnen ist.

Für Klappen oder Scheibenventile, wie sie bei Brunnenpumpen und bei Luftpumpen vorkommen, gilt allgemein die Gl.

$$F \cdot c = F_1 \cdot c_1$$

woraus

$$F_1 = F \cdot \frac{c}{c_1}$$

wenn noch  $F_1$  die freie Durchgangsöffnung des Ventiles und  $F$  die Pumpenkolbenfläche bezeichnet.

\*) Für Lederklappenventile

$$\sigma = 5 \text{ mm} + \sqrt{D_1}.$$

woraus für  $D'_1 = D_1$

$$h = \frac{1}{4} \cdot D_1 \dots \dots \dots (239^*)$$

Will man eine kleinere Hubhöhe erhalten, so muß man sich diese annehmen und hiermit aus Gl. (238) den Ventildurchmesser  $D'_1$  rechnen.

Wird der Ventildurchmesser größer gemacht als  $D_1$ , so wird die Hubhöhe kleiner als der nach Gl. (239) berechnete Werth  $h$ . Die Höhe  $h_1$  der zur Ventilsführung dienenden metallenen Ventilsitzbüchse nehme man

$$h_1 = D_1 \text{ bis } 1,1 D_1 \dots \dots \dots (240)$$

wobei die Führungsrippen des Ventiles entweder in gleicher Höhe wie in Fig. 53, Text, oder um die Ventilhubhöhe  $h_1$  höher gemacht werden, wie in Fig. 22, Taf. XXII. Die Höhe des Ventilkopfes  $h_2$  (Fig. 53, Text) nehme man im Hinblick auf öfteres Einschleifen

$$h_2 = 5 \text{ mm} + 0,11 D_1 \dots \dots \dots (241)$$

Zumeist wird hierdurch das Ventil schwer genug, daß es durch sein eigenes Gewicht am Hubende des Kolbens rechtzeitig schließt. In Fällen mit großer Anzahl von Kolbenspielen pro Minute werden Spiralfedern über den Ventilegeln angebracht, um den raschen Ventilschluss zu fördern.

Die Wandstärke des Pumpenzylinders wird, wenn  $p \leq 12 \text{ at}$

a) für nicht durchaus ausgebohrte Cylinder

$$\delta = 12 \text{ mm} + 0,03 D \dots \dots \dots (242)$$

b) für durchaus ausgebohrte Cylinder

$$\delta = 20 \text{ mm} + 0,01 D \dots \dots \dots (243^{**})$$

Die Wandstärke des Ventilgehäuses und der gußeisernen Röhren kann man für  $p \leq 12 \text{ at}$  nehmen

$$\delta = 12 \text{ mm} + 0,03 D \dots \dots \dots (244^{***})$$

\*) Siehe auch: Kiedler, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen.

\*\*) Ist der Pumpenzylinder durchaus ausgebohrt, und der Kolben der ganzen Cylinderlänge nach eingepaßt, wie in Fig. 22, Taf. XXII, so muß der Canal vom Ventilgehäuse am Hubende des Kolbens einmünden, um den Wasserzutritt bei eingeschobenem Kolben zu gestatten. Ist hingegen der Cylinder nicht durchaus ausgebohrt, sondern unter der Stopfbüchse erweitert, wie in Fig. 4, Taf. XXIV so kann dieser Canal höher einmünden, jedoch muß in diesem Falle der Ringquerschnitt zwischen dem Kolben und dem Ventilgehäuse gleich sein dem Querschnitt des Saugrohres  $\left(\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2\right)$ .

\*\*\*) Für die Wandstärke  $\delta$  dünnwandiger Röhre vom inneren Durchmesser  $D$  gilt allgemein die Festigkeitsformel

die Wandstärke für schmiedeeiserne gezogene Röhren bis 150 mm lichten Durchmesser für  $p \leq 20$  at

$$\delta = 2 \text{ mm} + 0,025 D \dots \dots \dots (245)$$

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \frac{p}{S} + c$$

und für die Wandstärke dünnwandiger kugelförmiger Gefäße vom inneren Kugeldurchmesser  $D$

$$\delta = \frac{1}{4} \cdot D \cdot \frac{p}{S} + c$$

wobei  $p$  der innere Druck und  $S$  die zulässige Beanspruchung des Röhrenmaterials, beide in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$ ,  $S$  und  $D$  in Millimeter ausgedrückt,  $c$  eine Constante in Millimetern, welche für Schmiedeseisen, Rothguß, Bronze, Messing, Kupfer und Blei 2 bis 5 mm und für Gußeisen 6 bis 12 mm angenommen werden kann.

Die Beanspruchung kann man nehmen

$$\text{für Gußeisen} \dots \dots S = 2 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{für Schmiedeseisen} \dots \dots S = 6 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{für Messing Rothguß} \dots S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{für Kupfer} \dots \dots S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{für Blei} \dots \dots S = 1 \text{ kg/mm}^2$$

Die Flanschdicke wird allgemein gleich  $\delta_1 = 1,5 \delta$ , die Flanschenschenkelänge gleich  $l = 10 \text{ mm} + 3 \delta$  und der äußere Gewindedurchmesser der Flanschenschrauben  $d = 3 \text{ mm} + \delta$  nach der Whitworth'schen Scala abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander 5  $d$  bis 6  $d$ . Aus der Flanschdicke  $\delta_1$  folgt auch

$$d = 3 \text{ mm} + \frac{2}{3} \delta,$$

Die Wandstärke  $\delta$  für dickwandige Röhren und Cylinder mit hohem innerem Druck vom inneren Durchmesser  $D$  erhält man:

a) nach der Festigkeitsformel von Grasshof

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \left( -1 + \sqrt{\frac{m \cdot S + (m-1) \cdot p}{m \cdot S - (m+1) \cdot p}} \right)$$

wobei vorausgesetzt ist

$$p < \frac{m}{m+1} \cdot S$$

$m$  eine vom Material abhängige Constante, die für Metalle gleich 4 gesetzt wird und die Beanspruchung  $S$  und der Druck  $p$  in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$  ausgedrückt sind.

$S$  kann hierbei ziemlich hoch genommen werden, und zwar

$$\text{für Gußeisen bis} \dots \dots S = 6 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{für Gußstahl} \dots \dots S = 15 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{für Bronze} \dots \dots S = 4,5 \text{ kg/mm}^2$$

b) Nach der Festigkeitsformel von Lamé

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \left( -1 + \sqrt{\frac{S+p}{S-p}} \right)$$

wobei bezüglich  $S$  und  $p$  dasselbe gilt wie unter a) und  $p < S$  sein muß.

die Wandstärke für Kupferrohre für  $p \leq 12 \text{ at}$

$$\delta = 1 \text{ mm} + 0,02 D \dots \dots \dots (246)$$

wenn  $D$  den bezüglichen lichten Durchmesser in Millimeter vorstellt.

Die mittlere Wandstärke des schwach conisch eingepaßten Ventilfließes kann man nehmen

$$\delta_1 = 2 \text{ mm} + 0,7 \cdot \sqrt{D_1} \dots \dots \dots (247)$$

und die daran schließende ausgebohrte Wandstärke des Ventilgehäuses wegen der Bearbeitung etwas größer, als die Formel (244) ergibt.

Kolben von 75 mm Durchmesser aufwärts werden gewöhnlich aus Gußeisen hohl gegossen sonach als Mönchskolben oder Tauchkolben mit am Kolbenboden festgeschraubtem Charnierlager und in dessen Bolzen eingehängter Schubstange ausgeführt, und erhalten dann die gleiche Wandstärke wie der ausgebohrte Pumpenzylinder.

Den Durchmesser der Kolbenstange bei doppelt wirkenden Pumpen  $d$  (Fig. 53, Text) kann man nehmen

$$d = \frac{1}{5} D \text{ bis } \frac{1}{6} D \dots \dots \dots (248)$$

Das Volumen  $V$  des Druckwindkessels\*) nehme man bei gewöhnlicher Länge der Rohrleitung

$$V = 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \dots \dots \dots (249)$$

bei langer Rohrleitung

$$V \geq 5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \dots \dots \dots (250)$$

\*) Der Windkessel wird gewöhnlich entweder conisch nach oben erweitert und annähernd mit einer Halbkugel abgeschlossen wie in Fig. 22, Taf. XXII, oder cylindrisch oben von einer Halbkugel geschlossen und unten der Flansche wegen nach einer Halbkugel eingeschnürt.

Bezeichnet für den conischen Windkessel  $d_0$  den unteren,  $D_0$  den oberen lichten Durchmesser des Kegelfußes, und  $h_0$  die Höhe desselben, so ist das Volumen des Windkessels

$$V = \frac{\pi}{12} \cdot D_0^3 + \frac{D_0^2 + d_0 D_0 + d_0^2}{12} \cdot \pi \cdot h_0$$

wobei  $d_0$  durch die Weite des Ventilgehäuses oder des Druckrohres bestimmt ist und  $D_0 = 1,6 D$  gesetzt werden kann.

Bezeichnet für den cylindrischen Windkessel  $D_0$  den lichten Durchmesser und  $h_0$  die Höhe des cylindrischen Theiles, so ist annähernd das Volumen des Windkessels

$$V = \frac{\pi}{6} \cdot D_0^3 + \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot h_0$$

Das Volumen des Saugwindkessels, welcher nur bei langer Saugrohrleitung vorkommt, kann man ebenso groß nehmen, wie beim Druckwindkessel nach Gl. (250).

Die Summe der Querschnitte aller Sauglöcher des Saugkorbes nehme man gleich dem zwei- bis dreifachen Querschnitt des Saugrohres.

Für die Dimensionsbestimmung der Antriebsteile kann man nehmen:

a) für Handpumpen mit Kurbelantrieb den Kurbelhalbmesser der Handkurbel

$$a = 350 \text{ bis } 450 \text{ mm} \dots \dots \dots (251)$$

die Räderübersetzung

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2,5} \text{ bis } \frac{1}{5} \dots \dots \dots (252)$$

den Halbmesser der Pumpenkurbel

$$r = \frac{1}{2} s \dots \dots \dots (253)$$

b) für den Excenterantrieb, wenn wieder  $P$  nach Gl. (226 bestimmt wird, nämlich)

$$P = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \dots \dots \dots (254)$$

den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens

$$d_3 = 1,125 \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (255)$$

dessen Länge

$$l_3 = 1,5 d_3 \dots \dots \dots (256)$$

die Breite der Excenterringe

$$b = 2,5 d_3 \dots \dots \dots (257)$$

den Durchmesser der Excenterstange am Ende beim Excenter gleich  $2 d_3$ ;

am Ende beim Kolben gleich  $1,5 d_3$ ,

die Excentricität

$$r = \frac{1}{2} s \dots \dots \dots (258)$$

c) für Pumpen mit Kurbelantrieb (Fig. 53 und 54, Text) den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens (Charnierbolzens), wenn  $P$  nach Gl. (226 resp. (254 bestimmt wird

$$d_3 = 1,125 \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (259)$$

und dessen Länge

$$l_3 = 1,5 d_3 \dots \dots \dots (260)$$

den Durchmesser des Kurbelzapfens (Stirnzapfen)

$$d = 1,5 d_3 \dots \dots \dots (261)$$

und dessen Länge

$$l = 1,2 d \dots \dots \dots (262)$$

den Durchmesser der Schubstange am Ende bei der Kurbel  $1,2 d$ ; in der Mitte  $d_3$ ; am Ende beim Kolben  $1,5 d_3$ ,

$d$  für den Riemenantrieb (Fig, 53 bis 57, Text) wenn bezeichnet  $R$  den Halbmesser der Riemenscheibe in Millimeter,

$\beta$  die Riemenbreite in Millimeter.

$\delta$  die Riemendicke in Millimeter,

$S$  die Zugbeanspruchung des Riemens in Kilogramm auf  $1 \text{ mm}^2$ ,

$$r = \frac{1}{2} s \text{ der Kurbelhalbmesser der Pumpe}$$

$P$  die vom Riemen am Halbmesser  $R$  übertragene Umfangskraft in  $kg$  zum Pumpenantrieb, welche entweder aus  $N_a$  oder aus dem nach Gl. (226) berechneten Druck auf den Kolben unter Berücksichtigung der jeweilig vorhandenen Übersetzung bestimmt werden kann (letzteres wenn wenig rotierende Massen vorhanden sind),

$T$  den Riemenzug im ziehenden Riemenstück in Kilogramm

so ist der Riemenzug für den Anspannungsmodul  $T : P = 2,4$

$$T = 2,4 \cdot P = \beta \cdot \delta \cdot S \dots \dots \dots (263)$$

woraus bei gegebener oder angenommener Riemendicke  $\delta$  die Riemenbreite

$$\beta = \frac{T}{\delta \cdot S} \dots \dots \dots (264)$$

Schmalere Riemen sind gewöhnlich aus schwächerem Leder hergestellt als breitere und man kann deshalb für letztere  $S$  größer nehmen als für erstere. Setzt man einfache Lederriemen bis  $290 \text{ mm}$  Breite voraus so kann man annähernd setzen:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= 3,5 \text{ mm} + 0,01 \cdot \beta \\ \delta \cdot S &= 0,0075 \cdot \beta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (265)$$

und wenn allgemein  $P$  die vom Riemen übertragene Umfangskraft bezeichnet, hat man auch nach obigem für den unspannten Bogen  $\alpha = 0,8 \pi$ , was für  $i \leq 3$  stets erfüllt ist, wenn die Achsenentfernung  $E$  der beiden Riemenscheiben genommen wird  $E \geq 2 \cdot R \cdot (i + 1)$

$$T = \beta \cdot \delta \cdot S = 2,4 P$$

und durch Verbindung dieser Gleichungen

$$\beta = 17,89 \cdot \sqrt{P} \sim 18 \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (266)$$

Für Doppelriemen kann man setzen:

$$\left. \begin{aligned} \delta &= 7 \text{ mm} + 0,02 \beta \\ \delta \cdot S &= 0,015 \beta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (265a)$$

und erhält hiefür durch Verbindung dieser Gleichungen

$$\beta = 12,7 \cdot \sqrt{P} \quad (266a)$$

Nach Gl. (265) und (266) erhält man für den einfachen Riemen von 133 mm Breite  $\beta = 133 \text{ mm}$ ;  $\delta = 4,83 \text{ mm}$ ; und hiermit  $\delta \cdot S = 1$  und man wendet vielfach bei überschlägiger Rechnung diesen Wert allgemein für beliebige Riemenbreiten an, welcher sich dahin definieren lässt, dass je 1 mm Riemenbreite 1 kg Riemenzug gestattet.

Erfahrungsgemäß legt man gewöhnlich sehr breite Riemen nicht auf sehr kleine Scheiben. Man kann als Anhalt nehmen, wenn  $\beta$  die Riemenbreite und  $R$  den Halbmesser der kleineren Riemenscheibe in Millimeter bezeichnen und das Übersetzungsverhältnis  $i$  von 1 nicht viel verschieden ist:

$$\beta = 25 \text{ mm} + 0,26 \cdot R \quad (267)$$

und annähernd für größere Halbmesser

$$\beta = 0,26 \cdot R \quad (267a)$$

wobei schon von 80 mm Breite aufwärts einfache oder Doppelriemen angewendet werden und die einfache Riemenübersetzung gewöhnlich höchstens  $i \leq 3$  ist. Für das Übersetzungsverhältnis  $i > 1$  macht man bei gleicher Riemenbreite  $\beta$  den Halbmesser  $R_1$  der kleineren Scheibe zweckmäßig noch etwas kleiner als sich  $R$  nach Gl. (267) ergibt, und zwar

$$R_1 = \left( \frac{i + 1}{2i} \right) \cdot R$$

wonach der Halbmesser  $R_2$  der größeren Scheibe

$$R_2 = i \cdot R_1$$

Von Prof. Radinger wurde (Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Motoren) die Koper'sche Formel für die Berechnung der Riemenbreite am passendsten befunden, welche lautet:

$$\beta = 0,236 \cdot \frac{N}{v \cdot l} \quad (267b)$$

wobei  $N$  der zu übertragende Effect in Pferdestärken,  $\beta$  die Riemenbreite in Meter,  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit in Meter pro Secunde und  $l$  die Auflaglänge des Riemens an der kleineren Scheibe in Meter, bezeichnen.

Wird wieder  $R$ ,  $\beta$  und  $l$  in Millimetern ausgedrückt und die Umfangskraft  $P$  am Halbmesser  $R$  der kleineren Scheibe eingeführt, so erhält man hieraus für  $l = 0,8 \cdot \pi \cdot R$

$$\beta = 1250 \cdot \frac{P}{R} \quad (267c)$$

und durch Verbindung der Gl. (267c) mit (267a) abgerundet genau den in Gl. (266) gefundenen Wert.

Es ist sonach das Ergebnis der Koper'schen Formel Gl. (267 b für größere Scheibenhalmmesser mit jenem der theoretischen Formel Gl. (266 übereinstimmend. Für kleinere Halmmesser hingegen ergibt die Koper'sche Formel kleinere Werte für die bei gleicher Riemenbreite zulässige Umfangskraft, als der Gl. (266 entspricht. Letztere Gl. (266, stimmt jedoch mit unseren Ausführungen im Zusammenhalt mit Gl. (267 besser überein und sind deren Ergebnisse für den practischen Gebrauch bei der Dimensionirung der Riementriebe im folgenden tabellarisch mit abgerundeten Werten zusammengestellt.

Tabelle der Riemenscheiben und Riemen.

$$\beta = 18 \cdot \sqrt{P} = 25 \text{ mm} + 0,26 \cdot R; PR = 716200 \cdot \frac{N}{n}; \beta \text{ max.} = 290 \text{ mm.}$$

<i>R</i>	$\beta$	<i>P</i>	<i>PR</i>	$\frac{N}{n}$	<i>R</i>	$\beta$	<i>P</i>	<i>PR</i>	$\frac{N}{n}$
75	45	6,3	470	0,0006	450	140	61	27225	0,038
100	50	7,7	770	0,0011	475	150	69	32775	0,046
115	55	9,3	1070	0,0015	500	160	79	39500	0,055
125	60	11,1	1388	0,0019	550	170	89	48950	0,068
150	65	13,0	1950	0,0027	600	180	100	60000	0,084
175	70	15,1	2643	0,0037	635	190	111	70480	0,098
190	75	17,3	3287	0,0046	650	200	123	79950	0,111
200	80	19,8	3960	0,0055	700	210	136	95200	0,13
225	85	22,3	5018	0,0070	750	220	149	111750	0,16
250	90	25,0	6250	0,0087	785	230	163	127950	0,18
275	95	27,8	7645	0,0106	800	240	177	141600	0,20
300	100	30,9	9270	0,013	850	250	193	164050	0,23
310	105	34,0	10540	0,015	900	260	209	188100	0,26
325	110	37,3	12123	0,017	950	270	225	213750	0,30
350	120	44,4	15540	0,022	980	280	242	237160	0,33
400	130	52,2	20880	0,029	1000	290	260	260000	0,36

Anmerkung. Für den Doppelriemen und allgemein für den *k* mal so breiten einfachen Riemen am gleichen Riemenscheibenhalmmesser sind die Tabellenwerte von *P*, *PR* und  $\frac{N}{n}$  mit 2, beziehungsweise mit *k* zu multiplizieren.

In der vorstehenden Tabelle bezeichnet

*R* den Halmmesser der kleineren Riemenscheibe in Millimeter, wenn das Übersetzungsverhältnis *i* nicht viel von 1 verschieden ist,

$\beta$  die Riemenbreite in Millimeter,

*P* die vom einfachen Riemen übertragene Umfangskraft in Kilogramm,

$N$  die vom einfachen Riemen übertragene Arbeit in Pferdestärken  
( $1 PS = 75 mk$  pro Sec.),

$n$  die minutliche Umdrehungszahl der Riemenscheibe vom Halbmesser  $R$

$R_1 = \left(\frac{i+1}{2 \cdot i}\right) \cdot R =$  Halbmesser der kleineren Scheibe für das Über-  
setzungsverhältnis  $i > 1$  bei gleicher Riemenbreite  $\beta$ .

Nach Keller nehme man für den Halbmesser  $R$  der größeren  
Riemenscheibe, bei dem Übersetzungsverhältnisse  $i \geq 1$  und dem Wellen-  
durchmesser

$$d' = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (268)$$

$$R = (8 + 0,2 \cdot i) \cdot d' \dots \dots \dots (269)$$

Für Baumwolltuch-Treibriemen von E. Hagen & Co. in  
Hamburg kann man nach den Ergebnissen der Versuche von Prof. Jenny  
die spezifische Beanspruchung des Riemenmaterials pro  $1 mm^2$  des sich  
aus den äußeren Abmessungen, nämlich aus der Riemenbreite  $\beta$  und  
der Riemendicke  $\delta$  (ganze Dicke des 3, 4, 6, 8 oder 10fachen Baum-  
wolltuch-Treibriemens) ergebenden Riemenquerschnittes, für alle Riemen-  
dicken constant, und zwar

$$S = 0,35 \text{ kg/mm}^2$$

setzen. Man erhält hiermit für den gleichen Spannungsmodul ( $T:P=2,4$ )  
und die gleiche Umfangskraft  $P$  einen kleineren Riemenquerschnitt, also  
kleinere Werte für die Riemenbreite der Baumwolltuch-Treibriemen bei  
gleicher Dicke als in vorstehender Tabelle für Lederriemen angegeben ist,  
beziehungsweise bei gleichem Riemenquerschnitt eine größere vom Riemen  
übertragene Umfangskraft.

Die Dicke der Baumwolltuch-Treibriemen von E. Hagen & Co.  
in Hamburg beträgt:

$\delta =$	4 mm	für einen	3fachen	Riemen
$\delta =$	5 "	" "	4 "	" "
$\delta =$	7 "	" "	6 "	" "
$\delta =$	10 "	" "	8 "	" "
$\delta =$	12 "	" "	10 "	" "

Bezüglich des Verhältnisses der Dicke  $\delta$  der Baumwolltuch-Treib-  
riemen zum Riemenscheibenhalmesser kann als Richtschnur dienen, daß  
als kleinster Riemenscheibendurchmesser  $D$  anzunehmen ist:

$D = 80$	$mm$	für einen	3fachen	Riemen
$D = 130$	"	"	4	"
$D = 200$	"	"	6	"
$D = 300$	"	"	8	"
$D = 450$	"	"	10	"

Für gewöhnliche Fälle wird man die in vorstehender Tabelle für Lederriemen angegebenen Verhältnisse für  $\beta$  und  $R$  beibehalten können und für  $S = 0,35 \text{ kg/mm}^2$  die übrigen Größen zu berechnen haben.

Die Breite der Riemenscheibe  $B$  wird größer gemacht, als die Riemenbreite  $\beta$  und findet man

$$B = 1,1 \beta \text{ bis } 1,25 \beta \quad (270)$$

Ferner wird die Nabdicke gleich dem halben Wellendurchmesser  $d'$  und die Nabellänge gleich  $1,5 d'$  oder gleich  $B$  gemacht.

Die Arme der Riemenscheiben werden gewöhnlich gekrümmt und mit ovalem (elliptischem) Querschnitt ausgeführt. Bezeichnet  $A$  die Anzahl der Arme,  $h$  die Höhe und  $\delta$  die Dicke in Millimeter, des Armquerschnittes im Achsenmittel,  $S$  die Beanspruchung der stärksten gespannten Faser, so erhält man

$$P.R = \frac{\pi}{32} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \quad (271)$$

und mit  $\delta = 0,4 \text{ h}$  und  $S = 1 \text{ kg/mm}^2$

$$h = 2,940 \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \quad (272)$$

und durch Verbindung der letzteren Gl. mit jener (15)

$$\frac{h}{d'} = 2,154 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{A}} \quad (273)$$

Aus technologischen Gründen ist der nach Gl. (272) oder (273) berechnete Wert für  $h$  um  $10 \text{ mm}$  größer zu nehmen.

Für die Anzahl der Arme ( $A = 4$  bis  $8$ ) kann man als Anhalt nehmen

$$A = 0,7 \cdot \frac{R}{d'} \quad (274)$$

die Arme werden gegen den Kranz verjüngt auf

$$h_1 = 0,75 h \text{ bis } 0,8 h \quad (274)$$

Die Querschnittsdimensionen des Kranzes der bombierten Riemenscheibe sind in Fig. 6, Taf. XXIV cotiert.

Für geringe Umfangsgeschwindigkeiten mit großer Kraftübertragung dann für Achsenentfernungen, welche für die Anwendung von Riemen practisch zu klein, für Zahnräder aber noch zu groß sind, wendet man zum Pumpenantriebe die Gall'sche Kette oder die Universal-Treibketten System Ewart an.

Die Theilung  $t$  der Zahnräder Eisen in Eisen wird wieder nach Gl. (101) berechnet, wobei man, weil die hier in Betracht stehenden Räder bedeutender Abnutzung unterliegen, Cycloidenverzahnung anwendet und das Verhältnis  $\psi$  der Zahnbreite  $b$  zur Theilung  $t$

$$\psi = \frac{b}{t} = 3 \dots \dots \dots (276)$$

ferner die Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser setzen kann

$$S = 1,67 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (277)$$

Hiermit wird das Product

$$\psi \cdot S = 5 \dots \dots \dots (278)$$

und es können zur Bestimmung der Theilung wieder die Gl. (107) und (108) beziehungsweise die hiefür berechnete Tabelle S. 84 benützt werden.

Für die Dimensionirung der Radarme gelten sonach wieder die Gl. (147) bis (150), Seite 99.

Nach Keller nehme man bei Transmissionsrädern für den Halbmesser  $R$  des größeren Rades, also für  $i \geq 1$

$$a) \text{ für Stirnräder } R = (5 + i) \cdot d' \dots \dots \dots (279)$$

$$b) \text{ für Regelräder } R = (4 + i) \cdot d' \dots \dots \dots (280)$$

wobei

$$d' = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (281)$$

und  $N$  die vom Rade  $R$  bei  $n$  Umdrehungen desselben übertragene Arbeitsleistung in Pferdestärken bezeichnen.

Die Theilung  $t_1$  der Zahnräder Holz in Eisen ergibt sich aus jener  $t$  für Eisen in Eisen mit

$$t_1 = 1,25 t \dots \dots \dots (282)$$

wobei übrigens für den Eisenzahn (wie bei Eisen in Eisen S. 82)

$$\frac{b}{t} = \psi; k = 0,3 t; f = 0,4 t; \lambda = 0,7 t;$$

oder

$$\frac{b}{t_1} = \psi; k = 0,3 t_1; f = 0,4 t_1; \lambda = 0,7 t_1;$$

ferner die Zahndicke im Theilkreis

$$d = \frac{10}{21} t$$

und für den Holzzahn die Zahndicke im Theilkreis gleich 1,5 von jener des Eisenzahnes, endlich der Spielraum zwischen den Zähnen

$$\sigma = \frac{1}{20} t_1 \dots \dots \dots (283)$$

Dabei soll mit Rücksicht auf die Abnutzung das treibende Rad die Holzzähne erhalten, weil anderenfalls die Holzzähne durch die Eisenzähne über Hirn aufgeraut werden und rasch zu Grunde gehen. Weil jedoch das Einkämmen großer Zahnräder viel Zeit in Anspruch nimmt, so gibt man bei größerer Übersetzung gewöhnlich auch dem kleineren Rad die Holzzähne, wenn das größere Rad das treibende ist und hält dafür ein zweites Kammrad mit genau eingetheilter und ausgearbeiteter Verkämmung als Ersatzstück in Reserve.

Jedenfalls soll man mit Rücksicht auf den ruhigen Gang mit der Zähnezahl des kleineren Rades nicht unter 18 heruntergehen, also setzen

$$z_1 \geq 18 \dots \dots \dots (284)$$

Wird dies eingehalten, so kann man einen weiteren Unterschied machen zwischen diesen Transmissionsrädern und den für  $\psi = \frac{b}{t} = 2$  sich ergebenden Krährädern, bei welchen die kleinste Zähnezahl  $z_1 = 11$  angenommen wurde, indem man für die Safräder den Halbmesser  $r$  des Wälzungskreises gleich dem halben Theilkreisradius des 11 Zähne-Rades bei Krährädern mit  $\psi = \frac{b}{t} = 2$  und gleich dem halben Theilkreisradius des 18 Zähne-Rades für Transmissionsräder mit  $\psi = \frac{b}{t} = 3$  anwendet. Man erhält sonach den Halbmesser des Wälzungskreises für Transmissionsräder

$$r = 4,5 \cdot \left( \frac{t}{\pi} \right) = 1,432 t \dots \dots \dots (285)$$

Für Einzelräder wird man den Wälzungskreis je nach der Zähnezahl des kleinen Rades viel größer wählen können, um eine größere Eingriffsdauer der Zähne zu erzielen.

Die Wellen werden in allen hier in Betracht stehenden Fällen als kurze Wellen auf Torsion berechnet für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$ , also nach

Gl. (15 oder der zugehörigen Tabelle S. 18 entnommen und mit Rücksicht auf die Biegemomente etwas stärker dimensioniert.

e) Für Speisepumpen der Dampfkessel:

Bezeichnet  $F$  die Heizfläche des zu speisenden Dampfkessels in Quadratmeter, und  $S$  die auf der ganzen Heizfläche verdampfte Wassermenge in Kilogramm pro Stunde, so kann man nehmen, je nachdem ein mäßiger oder forcierter Betrieb vorhanden

$S = 15 F$  bis  $20 F$  bis  $30 F$  . . . . . (286)  
im Mittel

$S = 20 F$  . . . . . (287)  
bei sehr mäßigem Betrieb

$S = 12 F$  . . . . . (288)  
wobei bemerkt sei, daß mäßiger Betrieb mehr ökonomisch ist, als forcierter Betrieb, indem bei letzterem die Heizgase mit viel höherer Temperatur in den Schornstein entweichen und daß die Speisepumpe gewöhnlich so groß gemacht wird, daß sie bei kontinuierlichem Betrieb die dreifache im Mittel erforderliche Wassermenge zu liefern imstande ist, also für die Wassermenge in Kubikmeter pro Sekunde

$$Q = \frac{3 \cdot S}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{3 \cdot 20 \cdot F}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{F}{60000} \quad \dots \quad (289)$$

Für das Sicherheitsventil, welches bei Presspumpen stets angewendet wird, kann man nehmen:

das Hebelverhältnis des Belastungshebels

$$\frac{b}{a} = 7 \text{ bis } 11 \quad \dots \quad (290)$$

den inneren Ventildurchmesser

$$d = 8 \text{ bis } 10 \text{ mm} \quad \dots \quad (291)$$

wobei das größere Hebelverhältnis beim größeren Ventildurchmesser und höheren Wasserdruck anzuwenden ist, um nicht ein zu großes Belastungsgewicht zu erhalten.

Bezeichnet noch  $p$  den Wasserdruck in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$ ,  $G_1$  das Eigengewicht des Hebels, gewogen am Aufhängepunkte des Belastungsgewichtes  $G_2$ , so erhält man unter Vernachlässigung des geringen Ventiltgewichtes und seiner Reibung, die Größe des Belastungsgewichtes am Hebelende für  $d$ ,  $a$  und  $b$  in  $\text{mm}$

$$G_2 = \frac{a}{b} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p - G_1 \quad \dots \quad (292)$$

1. Beispiel. Eine doppelwirkende Brunnepumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XXIII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XXIV, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderüberlegung hat 80 mm Kolbendurchmesser und 210 mm Hub; die Räder haben die Zähnezahlen  $z_1 = 20$  und  $z_2 = 45$ , der Radius der Handkurbel beträgt  $a = 400$  mm. Für welche totale Förderhöhe ist die Räderüberlegung ausreichend, wenn ein Mann am Handschwungrad mit normaler Anstrengung wirken soll, und welche Wassermenge liefert diese Pumpe in Liter pro Minute?

Da hier ein Handschwungrad vorhanden, so ist die Kraft für einen Mann an der Kurbel nach Gl. (232)

$$K = 8 \text{ kg}$$

und die Umfangsgeschwindigkeit der Handkurbel nach Gl. (233)

$$c' = 0,75 \text{ m pro Sec.},$$

mithin die absolute Arbeitsleistung in Pferdestärken ausgedrückt

$$N_a = \frac{K \cdot c'}{75} = \frac{8 \cdot 0,75}{75} = 0,08 \text{ PS}$$

und hiermit ergibt sich, wenn nach Gl. (225)  $\frac{1}{\eta} = 1,33$  gesetzt wird aus Gl. (223)

$$N_a = 1,33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

$$0,08 = \frac{1,33 \cdot 1000}{75} \cdot Q \cdot H = 17,73 \cdot Q \cdot H$$

woraus

$$H = \frac{0,08}{17,73 \cdot Q}$$

Um mit Gl. (214) die Wassermenge  $Q$  zu bestimmen, ist erforderlich die Umdrehungszahl  $n$  der Pumpenkurbel zu kennen und diese ergibt sich mit Hilfe der bekannten Umfangsgeschwindigkeit  $c'$  der Handkurbel. Es ist die Umdrehungszahl der Handkurbel, wenn  $a = 0,4$  m gesetzt wird

$$n' = \frac{60 \cdot c'}{2 \cdot a \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 0,75}{2 \cdot 0,4 \cdot 3,142} = 17,86$$

und somit jene der Pumpenkurbel

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{20}{45} \cdot 17,86 = 7,93$$

und hiermit ergibt die Gl. (214), in welcher alle Dimensionen in Meter einzusetzen sind, mit  $\mu = 0,8$  aus Gl. (215) die Wassermenge

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} =$$

$$= 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,08^2 \cdot \frac{2 \cdot 0,21 \cdot 7,93}{60} = 0,000223 \text{ m}^3 \text{ pro Sec.}$$

Durch Substitution dieses Wertes in die Gleichung für  $H$  ergibt sich nun, die gesuchte Förderhöhe

$$H = \frac{0,08}{17,73 \cdot 0,000223} = 20,23 \sim 20 \text{ m.}$$

Die Wassermenge, welche die Pumpe liefert, beträgt in Liter pro Minute

$$Q = 60 \cdot 1000 \cdot 0,000223 = 13,38 \sim 13,5 \text{ l.}$$

2. Beispiel. Eine doppelwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XXIII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XXIV, mit Antrieb durch Handschwungrad und Näderübersetzung, welche 80 mm Kolbendurchmesser und 210 mm Hub hat, soll durch einen Mann bei normaler Anstrengung am Kurbelhalbmesser  $a = 400$  mm betrieben werden und Wasser auf die Höhe  $H = 20$  m fördern.

Es sind die Dimensionen der erforderlichen Übersetzungsräder zu bestimmen und anzugeben, welche Wassermenge die Pumpe in Liter pro Minute liefert.

Es ist nach Gl. (232 und (233

$$K = 8 \text{ kg}$$

$$c' = 0,75 \text{ m pro Sec.}$$

somit die Umdrehungszahl der Handkurbel

$$n' = \frac{60 \cdot c'}{2 \cdot \pi \cdot a} = 17,86$$

und jene der Pumpenkurbel

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = 17,86 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

also die Wassermenge nach Gl. (214

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,08^2 \cdot \frac{2 \cdot 0,21}{60} \cdot 17,86 \cdot \frac{z_1}{z_2} \\ = 0,0005027 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

ferner der absolute Effect

$$N_a = \frac{K \cdot c'}{75} = 0,08$$

$$N_a = 1,33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

somit auch

$$0,08 = 1,33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

und durch Substitution von  $Q$  und  $H$

$$0,08 = 1,33 \cdot 1000 \cdot 0,0005027 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{20}{75}$$

woraus

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1,33 \cdot 1000 \cdot 0,0005027 \cdot 20}{75 \cdot 0,08} = 2,23$$

Wählt man nun, um nicht zu kleine Zähnezahlen zu erhalten, nach Gl. (284

$$z_1 = 20$$

so wird

$$z_2 = 2,23 \cdot 20 = 44,6 \sim 45$$

und es ergibt sich für das Getriebe

$$\left( \frac{P R}{z} \right) = \frac{K \cdot a}{z_1}$$

Weil nun aber aus irgend welchen Gründen ein augenblicklicher größerer Widerstand vorkommen kann, so wird man hierin  $K$  doppelt so groß als für den normalen Betrieb einsetzen, also

$$K = 16 \text{ kg}$$

und hiermit ergibt sich

$$\left(\frac{P R}{z}\right) = \frac{16 \cdot 400}{20} = 320$$

wonach die Gl. (108 oder die zugehörige Tabelle S. 84 nach der Stizzahl ergibt

$$\frac{t}{\pi} = 7$$

$$t = 21,991.$$

Nun wird

$$b = 3 t = 3 \cdot 22 = 66 \sim 65 \text{ mm}$$

und der Theilkreisdurchmesser des Getriebes

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 20 \cdot 7 = 140 \text{ mm}$$

jener des Rades

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 45 \cdot 7 = 315 \text{ mm.}$$

Durch Substitution des Wertes

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{45}$$

in die Gl. für  $Q$  ergibt sich

$$Q = 0,0005027 \cdot \frac{20}{45} = 0,000223 \text{ m}^3 \text{ pro Sec.}$$

und sonach wieder die Wassermenge in Liter pro Minute

$$Q = 60 \cdot 1000 \cdot 0,000223 = 13,38 \sim 13,5 \text{ l.}$$

3. Beispiel. Es ist der Kolbendurchmesser und Kolbenhub zu bestimmen für eine doppelwirkende Brunnepumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XXIII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XXIV mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung  $\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2,25}$ , mit welcher ein Mann am Kurbelhalbmesser  $a = 400 \text{ mm}$ , pro Minute 13,5 l Wasser auf die Höhe  $H = 20 \text{ m}$  fördern soll.

Es ist wie im vorhergehenden und ersten Beispiele

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{1}{2,25} \cdot 17,86 = 7,93$$

und wenn man für den Kurbelantrieb nach der Voraussetzung

$$\frac{s}{D} = 2 \text{ bis } 4$$

wählt

$$\frac{s}{D} = 2,625; \text{ also } s = 2,625 D$$

so ergibt die Gl. (214 mit  $\mu = 0,8$

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot 2,625 \cdot D \cdot 7,93}{60}$$

und weil hier die Wassermenge in Cubikmetern pro Secunde ausgedrückt erscheint, so ist auch

$$Q = \frac{13,5}{60 \cdot 1000} = 0,000225,$$

somit ist

$$0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot 2,625 \cdot 7,93}{60} \cdot D^3 = 0,000225$$

woraus

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,000225 \cdot 4 \cdot 60}{0,8 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 2,625 \cdot 7,93}} = 0,08 \text{ m}$$

also

$$D = 80 \text{ mm}$$

und hiermit

$$s = 2,625 D = 210 \text{ mm.}$$

4. Beispiel. Eine einfachwirkende verticale Speisepumpe mit Excenterantrieb nach Fig. 4 und 5, Taf. XXIV, erhält 85 mm Kolbendurchmesser und 150 mm Kolbenhub; die Schwungradwelle der Dampfmaschine, auf welcher das Pumpenexcenter aufgefellt ist, macht 65 Umdrehungen in der Minute. Es ist anzugeben, wie viel Wasser die Pumpe bei kontinuierlichem Betrieb in Liter pro Stunde liefert und wie groß der Dampfkeffel sein kann, für welchen diese Pumpe als Speisepumpe hinreichend Wasser liefert.

Es ist hier

$$D = 0,085 \text{ m}; s = 0,150 \text{ m}; n = 65$$

und wenn man  $\mu = 0,8$  setzt, nach Gl. (212) die Wassermenge

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60} = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,085^2 \cdot 0,15 \cdot \frac{65}{60} = 0,0007378 \sim 0,00074 \text{ m}^3 \text{ pro Sec.,}$$

also in Liter pro Stunde

$$Q = 1000 \cdot 60 \cdot 0,00074 = 2664 \text{ l.}$$

Soll nun dies die dreifache im Mittel verdampfte Wassermenge sein, so ist die einfache,  $\mathcal{S}$  in Kilogramm pro Stunde

$$\mathcal{S} = \frac{2664}{3} = 888 \text{ kg}$$

und wenn pro 1 m<sup>2</sup> Heizfläche 20 kg Wasser verdampft werden, aus Gl. (287) die Heizfläche

$$\mathfrak{F} = \frac{\mathcal{S}}{20} = \frac{888}{20} = 44,4 \sim 44,5 \text{ m}^2.$$

5. Beispiel. Es sind die Hauptdimensionen der Bestandteile der Speisepumpe des vorhergehenden 4. Beispiels zu bestimmen, wenn der Dampfüberdruck in dem zu speisenden Kessel  $p = 6,5 \text{ at}$  beträgt.

Es ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 65}{60} = 0,325 \text{ m pro Sec.,}$$

sonach kann man den Durchmesser des Saug- und Druckrohres nach Gl. (234) nehmen

$$D_1 = 0,7 D = 0,7 \cdot 0,085 = 0,0595 \text{ m} = 59,5 \text{ mm} \sim 60 \text{ mm.}$$

Die horizontale Projection der Ventilsitzbreite wird nun nach Gl. (235)

$$\sigma = 4 + 0,01 D_1 = 4 + 0,01 \cdot 60 = 4,6 \sim 4,5 \text{ mm}$$

und der Durchmesser des Ventilkopfes

$$D_2 = 60 + 9 = 69 \text{ mm}$$

somit nach Gl. (237) der Durchmesser des Ventilgehäuses über dem Saugventil

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \sqrt{60^2 + 69^2} = 92 \sim 95 \text{ mm.}$$

Weil nun das Saugventil durch den Ventilsitz des Druckventils hindurchgehen muß, wird letzterer etwas größer gebohrt als  $D_2$ , also der Durchmesser des Druckventiles

$$D'_1 = 70 \text{ mm}$$

und hiernach wieder der Ventilkopf

$$D'_2 = 79 \text{ mm}$$

und wieder der Durchmesser des Ventilgehäuses über dem Druckventil

$$D'_3 = \sqrt{70^2 + 79^2} = 106 \sim 110 \text{ mm.}$$

Die Hubhöhe des Saugventiles wird nach Gl. (239)

$$h = \frac{1}{4} D_1 = \frac{1}{4} \cdot 60 = 15 \text{ mm.}$$

Die Hubhöhe des Druckventiles wird für den gleichen Durchgangsquerschnitt, weil es einen größeren Durchmesser hat, noch etwas kleiner als 15 mm genommen werden.

Der Pumpenzylinder ist unter der Stopfbüchse nicht ausgebohrt, sondern erweitert gegossen und der Durchmesser der Erweiterung bestimmt durch die Gleichung

$$D_3'' = \sqrt{D^2 + D_1^2} = \sqrt{85^2 + 60^2} = 104 \sim 100 \text{ mm.}$$

Die Stopfbüchse erhält die Dimensionen (Note S. 230;  $d = 85 \text{ mm}$ ) innerhalb der Grenzen

$$\left\{ \begin{array}{l} d = 10 \text{ mm} + 0,02 d = 10 + 0,02 \cdot 85 = 11,7 \sim 12 \text{ mm} \\ d = 10 \text{ mm} + 0,05 d = 10 + 0,05 \cdot 85 = 14,25 \sim 14 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} h = 25 \text{ mm} + 0,15 d = 25 + 0,15 \cdot 85 = 37,75 \sim 38 \text{ mm} \\ h = 50 \text{ mm} + 1,33 d = 50 + 0,33 \cdot 85 = 78,05 \sim 78 \text{ mm} \end{array} \right.$$

da nun eine dicke hohe Packung weniger oft erneuert werden muß, sei hier diese beibehalten und abgerundet

$$d = 14 \text{ mm}$$

$$h = 75 \text{ mm.}$$

Der Pumpenzylinder erhält nach Gl. (242) die Wandstärke

$$\delta = 12 + 0,03 D = 12 + 0,03 \cdot 85 = 14,6 \sim 15 \text{ mm.}$$

Das Ventilgehäuse erhält die Wandstärken nach derselben Formel für die verschiedenen lichten Durchmesser, z. B.  $D_1 = 60 \text{ mm}$

$$\delta = 12 \text{ mm} + 0,03 \cdot 60 = 13,8 \sim 14 \text{ mm.}$$

Die zugehörige Flansche erhält (Note S. 237) die Flanschedicke gleich  $1,5 \delta = 21 \sim 20 \text{ mm}$ ; die Flanschenstiftlänge gleich  $10 \text{ mm} + 3 \delta = 52 \sim 50 \text{ mm}$ ; die Schraube  $d = 3 \text{ mm} + \delta = 17 \text{ mm}$ , somit nach der Whitworth'schen Scala (Note S. 20) die Nr. 5 oder  $\frac{5}{8}$  Zoll englisch Gewinde.

Die mittlere Wandstärke des Metallventilsitzes wird nach Gl. (247)

$$\delta_1 = 2 \text{ mm} + 0,7 \sqrt{D_1} = 2 + 0,7 \sqrt{60} = 7,4 \sim 8 \text{ mm.}$$

Der Windkessel erhält bei gewöhnlicher Länge der Rohrleitung nach Gl. (249) das Volumen in Liter ausgedrückt, also  $D$  und  $s$  in Decimeter eingesetzt

$$V = 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s = 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,85^2 \cdot 1,5 = 2,554 \sim 2,6 \text{ l.}$$

Wählt man nun für den conischen Windkessel nach der Zeichnung (Fig. 7, Taf. XXIII) (Note S. 238)

$$d_0 = D_1 = 60 \text{ mm} = 0,6 \text{ dm}$$

$$D_0 = 1,6 \cdot D = 1,6 \cdot 85 = 136 \sim 135 \text{ mm} = 1,35 \text{ dm}$$

so ergibt sich die Höhe des Kegelfußes in Decimeter

$$\begin{aligned} h_0 &= \frac{12}{\pi \cdot (D_0^2 + D_0 d_0 + d_0^2)} \cdot \left( V - \frac{\pi}{12} D_0^3 \right) = \\ &= \frac{12}{\pi \cdot (1,35^2 + 1,35 \cdot 0,6 + 0,6^2)} \cdot \left( 2,6 - \frac{\pi}{12} \cdot 1,35^3 \right) = \\ &= 2,495 \sim 2,5 \text{ dm} = 250 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Der am Kolben erforderliche äußere Druck wird nach Gl. (226 mit  $D$  in Meter  $p$  in Atmosphären

$$P = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot v$$

und wegen

$$p = 6,5 \text{ at}$$

$$P = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,085^2 \cdot 6,5 = 490 \text{ kg}$$

und somit nach Gl. (255 der Kreuzkopfbolzen oder Charnierbolzen

$$d_3 = 1,125 \sqrt{P} = 1,125 \cdot \sqrt{490} = 24,9 \sim 25 \text{ mm}$$

$$l_3 = 1,5 d_3 = 37,5 \sim 38 \text{ mm}.$$

Die Breite der Excenterringe ergibt sich nach Gl. (257 mit

$$b = 2,5 d_3 = 62,5 \sim 62 \text{ mm}.$$

Der Durchmesser der Excenterstange erhält am Ende beim Excenter den Durchmesser gleich  $2d_3 = 50 \text{ mm}$ ; am Ende beim Kolben gleich  $1,5 d_3 = 37,5 \sim 38 \text{ mm}$ .

Die Excentricität beträgt

$$r = \frac{1}{2} s = \frac{1}{2} \cdot 150 = 75 \text{ mm}$$

6. Beispiel. Es soll eine doppelwirkende Pumpe nach Fig. 53 bis 57, Text, mit 300 mm Kolbenhub, welche bei einer mittleren secundlichen Kolbengeschwindigkeit  $c = 0,25 \text{ m}$  zu ihrem Betriebe 1,33 PS erfordert, mit Antrieb durch Riemen und Räderübersetzung versehen werden; die den Antrieb vermittelnde Transmissionswelle macht  $n = 100$  Umdrehungen in der Minute. Welche Dimensionen sind den Riemenscheiben und dem Riemen zu geben und wie groß ist die Räderübersetzung zu machen?

Es ist hier für die kleinere Scheibe, weil diese passend auf die Transmissionswelle kommen wird,  $N = 1,33$ ;  $n = 100$  und  $\frac{N}{n} = 0,0133$  und mit Benützung der Tabelle S. 242, weil dieser Wert von  $\frac{N}{n}$  zwischen den bezüglichen Tabellenwerten 0,013 und 0,015 liegt, entspricht annähernd

$$R = 300 \text{ mm}; \beta = 105 \text{ mm}.$$

Wenn mit Rücksicht auf ein zunächst passendes Modell für die zusammen arbeitende Riemenscheibe auf der Antriebswelle des Pumpenantriebes eine solche mit dem Halbmesser

$$R_1 = 400 \text{ mm}$$

gewählt wird, so ergibt sich die Umdrehungszahl der Riemenscheibe auf der Antriebswelle des Pumpenantriebes

$$n_1 = \frac{R}{R_1} \cdot n = \frac{300}{400} \cdot 100 = 75.$$

Weil nun die Pumpe die Hubzahl pro Minute

$$n_2 = \frac{30 \cdot c}{s} = \frac{30 \cdot 0,25}{0,3} = 24$$

erfordert, so ergibt sich die Räderübersetzung

$$i = n_1 : n_2 = 75 : 25 = 3.$$

Wählt man nun für den Durchmesser des größeren Rades nach Gl. (279) unter Voraussetzung von Stirnrädern

$$R = (5 + i) \cdot d'$$

und nach der Tabelle S. 18 den Wellendurchmesser für die Welle des größeren Rades, für  $N$  1,33;  $n = 25$ ;  $(N:n) = 1,33 : 25 = 0,0532$

$$d' = 45 \text{ mm}$$

so erhält man den Halbmesser des größeren Rades

$$R = (5 + 3) \cdot 45 = 360 \text{ mm}$$

und aus der bekannten Gleichung

$$PR = 716200 \cdot \frac{N}{n}$$

auch weiter den Zahndruck ( $N = 1,33$ ;  $n = 25$ ;  $R = 360$ )

$$P = \frac{716200 \cdot 1,33}{360 \cdot 25} = 106 \text{ kg}$$

und hiermit für  $\psi = \frac{b}{t} = 3$ ;  $S = 1,67 \text{ kg/mm}^2$ ;  $\psi \cdot S = 5$ ; mit Benützung der Tabelle S. 84 nach ganzer Stichzahl abgerundet

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 7; t = 21,991$$

und dem Radius  $R = 360 \text{ mm}$  entsprechende Zähnezahl

$$z_2 = \frac{2R}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{720}{7} = 103 \sim 100$$

somit der genaue Raddurchmesser dazu

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 700 \text{ mm}$$

und es erhält das zugehörige Getriebe

$$z_1 = \frac{n_2}{n_1} \cdot z_2 = \frac{1}{3} \cdot 100 = 33,33 \sim 33$$

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 33 \cdot 7 = 231 \text{ mm.}$$

Die Zahnbreite wird

$$b = 3t = 66 \sim 65 \text{ mm.}$$

Schließlich werden die Wellendurchmesser noch mit Rücksicht auf Biegung verstärkt.

Bezeichnet für Dampfmaschinen

$F$  die Kolbenfläche des Pumpenkolbens in  $cm^2$ ,

$F_1$  die Kolbenfläche des Dampfkolbens in  $cm^2$ ,

$p$  den Dampfdruck in dem zu speisenden Dampfkessel in Atmosphären Überdruck,

$p_1$  die Admissionsdampfspannung im Dampfsylinder in Atmosphären Überdruck,

so muß mit Rücksicht auf die erwünschte Bewegung ein Überdruck von Seite des Dampfkolbens vorhanden sein, also

$$F_1 \cdot p_1 > F \cdot p$$

oder wenn  $K > 1$  eine Constante bezeichnet

$$F_1 \cdot p_1 = K \cdot F \cdot p \dots \dots \dots (293)$$

woraus

$$\frac{F_1}{F} = K \cdot \frac{p}{p_1}$$

und weil  $p_1$  von  $p$  abhängig ist, und für gewöhnliche Pumpen gesetzt werden kann,

$$p_1 = 0,75 p$$

so ist auch, wenn  $K_1$  wieder eine Constante,  $K_1 > 1$

$$\frac{F_1}{F} = \frac{K}{0,75} = 1,33 K = K_1 \dots \dots \dots (294)$$

und kann man nach guten Ausführungen nehmen

$$\frac{F_1}{F} = 2 \text{ bis } 4 \dots \dots \dots (295)$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird hierbei leicht durch Handhabung des Dampfseinlassventiles nach Bedarf reguliert.\*)

Den Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres  $f_1$  nehme man so groß, daß die Geschwindigkeit des Dampfes in demselben 25 bis 30  $m$  pro Secunde nicht übersteigt. Wenn  $F$  die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmeter und  $f_1$  ebenfalls in Quadratmeter ausgedrückt ist, kann man setzen

$$f_1 = \frac{1}{18} \cdot F \dots \dots \dots (296)$$

ferner den Querschnitt des Auspuffrohres  $f_2$  für möglichst freien Auspuff

$$f_2 = \frac{1}{10} \cdot F \dots \dots \dots (297)$$

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen die Pumpen in Fig. 62 und 64, Text von der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstadt, vormalig Gebrüder Decker & Co. in Cannstadt ausgeführt werden.

ferner den Canalquerschnitt ( $a \cdot b$ ) (Fig. 60, Text) für die Dampfstromung in dem Dampfzylinder

$$a \cdot b = \frac{1}{20} \cdot F \dots \dots \dots (298)$$

und das Verhältnis  $\left(\frac{a}{b}\right)$  der Canalweite zur Canalbreite,

für kleinere Maschinen

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \dots \dots \dots (299)$$

für größere Maschinen

$$\frac{a}{b} > \frac{1}{7} \dots \dots \dots (300)$$

so daß, wenn  $D$  den Durchmesser des Dampfkolbens bezeichnet, im allgemeinen

$$b = 0,5 D \text{ bis } 0,6 D \dots \dots \dots (301)$$

$$a > 12 \text{ mm} \dots \dots \dots (302)$$

nicht überschritten wird.

Hierbei ist für einfachwirkende Dampfpumpen

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \dots \dots \dots (303)$$

Dampf- pumpe Nr.	Pumpen- Cylinder-		Dampfzylinder- Durchmesser			Wasserlieferung pro Minute- je nach Größe der Saug- und Druckhöhe  Liter circa	Construction A dient als Dampfessel- speisepumpe für folgende Hferbekräfte	Dieser Wasser- lieferung entsprechende Zahl der Doppelhübe (Lorenzahl) pro Minute
	Durch- messer	Kolben- hub	mm					
			A	B	C			
2	50	125	90	—	—	36—50	10—50	95—125
3	70	180	120	—	—	75—100	50—100	72—96
4	85	180	150	90	200	120—160	100—160	72—96
5	100	250	175	100	200	210—280	260—280	63—84
6	115	250	200	120	250	270—360	280—360	63—84
7	135	350	250	150	300	360—480	360—480	45—60
8	150	400	275	160	350	450—600	480—600	45—60
9	175	400	300	175	400	600—800	600—800	39—52
10	200	450	350	200	400	800—1100	—	36—48
11	250	450	400	250	550	1300—1700	—	36—48
12	300	900	550	300	650	1800—2400	—	18—24
13	350	900	600	—	—	2400—3200	—	18—24
14	400	900	650	400	700	3000—4000	—	18—24

für doppelwirkende Dampfpumpen mit einseitig durchgehender Kolben-  
stange vom Durchmesser  $d$

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \dots \dots \dots (304)$$

wobei

$$d = \frac{1}{5} \cdot D \text{ bis } \frac{1}{7} \cdot D \dots \dots \dots (305)$$

Wenn  $D$  in Millimeter ausgedrückt in die Rechnung gestellt wird,  
erhält man:

die Wandstärke des Dampfcylinders mit Rücksicht auf den Guß und die  
nachfolgende Bearbeitung

$$\delta = 20 \text{ mm} + 0,01 D \dots \dots \dots (306)$$

die Wandstärke des Schieberkastens und der Canäle

$$\delta_1 = 0,67 \delta \text{ bis } 0,75 \delta \dots \dots \dots (307)$$

die Flanschdicke des Cylinders und Cylinderdeckels

$$d = 1,17 \delta \text{ bis } 1,25 \delta \dots \dots \dots (308)$$

Dampf- pumpe Nr.	Sichtweite der Röhren in Zoll engl.									Brutto-Gewicht in kg circa	
	Dampf- Zuleitungsrohr			Abdampf- rohr			Saug- rohr	Druck- rohr	Dampf- pumpe Fig. 64	Dampf- pumpe Fig. 62	
	A	B	C	A	B	C	A, B und C				
2	3/4	—	—	1	—	—	1 1/4	1 1/4	150	225	
3	1	—	—	1 1/4	—	—	2	2	350	500	
4	1	3/4	1 1/2	1 1/2	1	2	2 1/2	2 1/4	400	600	
5	1 1/2	3/4	2	2	1	2 1/2	3	2 1/2	650	950	
6	1 1/2	1	2	2	1 1/4	2 1/2	3 1/2	3	800	1150	
7	2	1	2 1/2	2 1/2	1 1/4	3	4	3 1/2	1300	1850	
8	2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2	3	5	4 1/2	1800	—	
9	2 1/2	1 1/2	3	3	2	3 1/2	6	5	2200	—	
10	2 1/2	1 1/2	3 1/2	3	2	4 1/2	7	6	3800	—	
11	3	2	4	4	2 1/2	5	8	7	4800	—	
12	3 1/2	2	5	4 1/2	2 1/2	6	10	8	11500	—	
13	4 1/2	2 1/2	6	5 1/2	3	7	12	10	14000	—	
14	5	2 1/2	7	6 1/2	3	8	14	12	16000	—	

Als Wasserhebmachine benützt, hebt je eine Atmosphäre Dampfdruck das Wasser  
bei Construction A circa 20 Meter hoch, bei Construction B circa 5 Meter hoch, bei  
Construction C circa 30 Meter hoch.

die Flanschdicke des Schieberkastens und Deckels dazu

$$d_1 = \delta \dots \dots \dots (308)$$

der Durchmesser der wegen des Auslaufens der Kolbenringe erforderlichen Erweiterung der Cylinderbohrung an den beiden Enden desselben

$$D_1 = 7 \text{ mm} + 1,01 D \dots \dots \dots 310$$

der Spielraum zwischen dem Kolben am Hubende und dem Cylinderdeckel

$$\sigma = 3 \text{ mm} + 0,01 D \dots \dots \dots (311)$$

die Anzahl der Cylinderdeckelschrauben

$$i = 2 + 0,02 D \dots \dots \dots (312)$$

der Gewindeferndurchmesser der Cylinderdeckelschrauben

$$d_1 = D \cdot \sqrt{\frac{p}{i \cdot S}} \dots \dots \dots (313)$$

wenn  $p =$  Dampfüberdruck in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$ ,  $i$  die Anzahl der Schrauben,  $S = 2,8 \text{ kg/mm}^2 =$  Zugbeanspruchung der Schrauben und für gewöhnliche Fälle mit  $p = 6 \text{ at} = 0,06 \text{ kg/mm}^2$

$$d_1 = 0,1463 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{1}{i}} \dots \dots \dots (314)$$

Bezeichnet noch, wie in Fig. 4 und 5, Taf. XXV, beziehungsweise Fig. 60, Text, cotiert, in Millimeter

$a_0$  die Weite des Auspuffcanales,

$a_1$  die Stegbreite,

$a_2$  die Breite der Pafsleiste des Schieberspiegels,

$r$  die Excentricität des Steuercenters,

$\delta$  den Voreilungswinkel desselben,

$v$  das lineare Voreilen,

$e$  die äußere Überdeckung der Schieberlappen in der Mittelstellung des Schiebers,

$i$  die innere desgleichen,

$\frac{s_1}{s}$  das Füllungsverhältnis, d. i. das Verhältnis des Kolbenweges  $s_1$  während welchem die Dampfeinströmung in den Dampfzylinder stattfindet, zum ganzen Kolbenhub  $s$ ,

so kann man für gewöhnliche Verhältnisse setzen:

a) für kleine Maschinen, (Volldruckmaschinen), mit einfacher Schiebersteuerung

$$\left. \begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0,9 \\ v &= \frac{1}{7} a \\ e &= \frac{1}{3} a \\ r &= e + a \\ i &= \frac{1}{10} a \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (315)$$

b) für größere Maschinen, sogenannte Expansionsmaschinen, mit einfacher Schiebersteuerung

$$\left. \begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0,7 \\ v &= \frac{1}{9} a \\ e &= a \\ r &= e + a \\ i &= \frac{1}{20} a \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (316)$$

und ferner für beide Fälle

$$a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a \dots \dots \dots (317)$$

$$a_0 = 1,5a + r + i - a_1 \dots \dots \dots (318)$$

$$a_2 = 10 \text{ mm} + r - a - i \dots \dots \dots (319)$$

Die jeweilig vorhandene Eröffnung  $E$  des Einströmungscanales und jene  $E_a$  des Ausströmungscanales für den durch ein Excenter bewegten Schieber lässt sich mit statthafter Vernachlässigung der endlichen Länge der Excenterstange in graphischer Darstellung in 2- bis 4-facher Naturgröße im Müller'schen sowohl als im Zeuner'schen Schiebersteuerungsdiagramm ersehen, wovon ersteres der Vorstellung näher liegt, letzteres aber in der Praxis gebräuchlicher ist.

1. Beispiel. In Fig. 1, Taf. XXXI, ist das Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm für die einfach wirkende Dampfmaschine Fig. 1, Taf. XXV, gezeichnet für die Dimensionen:  $D = 0,180 \text{ m}$ ;  $F = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 0,0254 \text{ m}^2$ ;

$$a \cdot b = \frac{1}{20} \cdot F = 0,00127 \text{ m}^2 = 1270 \text{ mm}^2; \quad \frac{a}{b} = \frac{1}{5}; \quad a = 16 \text{ mm}; \quad b = 80 \text{ mm};$$

$$e = \frac{1}{3} a = 5,33 \sim 6 \text{ mm}; \quad r = a + e = 22 \text{ mm}; \quad \delta = 21^\circ; \quad \text{mit welchen}$$

Abmessungen  $v$  schon durch das Diagramm bestimmt annähernd der Bedingung  $v = \frac{1}{7} a$  entspricht;  $i = \frac{a}{10} = 1,5 \text{ mm}$ ;  $a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a = 18 \text{ mm}$ ;  $a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 = 29 \sim 30 \text{ mm}$ .

Es ist hierin  $O$  der Mittelpunkt des Kurbelkreises,  $OK$  der Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab,  $OI = r$  die Excentricität des die Schieberbewegung bewirkenden Excenters,  $\delta$  der Voreilungswinkel gegen die zur Schieberbewegungsrichtung  $CC$  senkrechte Gerade  $SS$ . Sobald von der endlichen Länge der Excenterstange abgesehen wird, steht der Schieber in seiner Mittelstellung, wenn die Excenterkurbel in die Richtung  $OS$  fällt, und der Schieberweg beträgt  $\xi_1 = e + v$  sobald die Maschinenkurbel am toten Punkte, also die Excentricität in  $OI$  angekommen ist, weil der Schieber hierbei um die äußere Überdeckung  $e$  und um das lineare Voreilen  $v$  aus seiner Mittelstellung nach rechts vorgeschoben ist. Aus dem rechtwinkligen Dreieck  $FIO$  ergibt sich hiefür, weil  $FI = \xi_1$  und  $OI = r$  (Schieberweg nach rechts positiv)  $\xi_1 = r \cdot \sin \delta$  und demnach ist  $r \cdot \sin \delta = e + v$  und für gegebene oder abgerundete Werte von  $e$  und  $v$  schon  $\delta$  durch das Diagramm bestimmt, indem

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r}$$

andererseits aber auch schon  $v$  bestimmt, wenn  $\delta$ ,  $e$  und  $r$  angenommen wurden. Macht man nämlich  $OB = e$ ;  $BA = v$ ;  $AI \perp OA$  und  $OI = r$ , so ist  $\sphericalangle SOI = \delta$ .

Dreht man die Kurbel aus ihrer Stellung  $OK$  im toten Punkte um den Winkel  $\omega$  nach aufwärts, im Sinne des Pfeiles d. i. nach der Richtung, nach welcher die Maschine läuft, wenn das Excenter so aufgestellt ist, daß sich die Excenterkurbel in  $OI$  befindet, wenn die Maschinenkurbel im toten Punkte in  $K$  steht, so geht die Excenterkurbel ebenfalls um den Winkel  $\omega$  im Kreise weiter nach  $OM$  und es ist der Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts (positiv)  $\xi = PM$  und aus dem rechtwinkligen Dreieck  $PMO$  auch

$$\xi = r \cdot \sin (\omega + \delta).$$

Die durch  $B$  zu  $SS$  parallele Gerade schneidet von  $MP$  das Stück  $MN$  ab, und zwar ist  $MN = \xi - e$  und es stellt somit die Gerade  $MN$  die dem Schieberweg  $\xi$  entsprechende Canaleröffnung

$$E = \xi - e$$

graphisch dar. Die Weiterdrehung der Kurbel ergibt in der horizontal schraffierten Fläche die den aufeinanderfolgenden Kurbelwinkeln  $\omega$  entsprechenden Canaleröffnungen für die Dampfeinströmung. Wird nun die Excentricität  $r$  gerade so groß gemacht, daß bei der äußersten Rechtsstellung des Schiebers der Dampfeinströmungscanal vollständig geöffnet ist, so ist  $BC = a$  die Canalweite und

$$r = a + e$$

und es veranschaulichen die beiden durch  $B$  und  $C$  stark gezogenen zu  $SS$  parallelen Geraden den Einströmungscanal in der Ansicht und die obere stark gezogene Abgrenzungslinie den Schieber Spiegel, auf welchem der mit diesem Canal zusammenarbeitende Schieberlappen in der Schiebermittelstellung gefrichelt, in der Stellung auf lineares Voreilen voll gezogen und im Querschnitt schraffiert gezeichnet ist. In der Stellung der Excenterkurbel in  $OII$  ist der Einströmungscanal wieder abgeschlossen.

In gleicher Weise ist links von  $SS$  die Canaleröffnung für die Ausströmung dargestellt. Ist die Maschinenkurbel von  $K$  um  $180^\circ$  weiter gedreht, also im zweiten todtten Punkte angelangt, so hat dieselbe die Stellung  $OIII$  überschritten, in welcher bei der Linksbewegung des Schiebers aus seiner Mittelstellung der Canal für die Dampfausströmung geöffnet wurde, weil hierbei der Schieber eben um die innere Überdeckung  $i = OB_1$  aus seiner Mittelstellung nach links geschoben erscheint (negativer Schieberweg). Bei der Stellung der Excenterkurbel in  $OIV$  unter dem Winkel  $\delta$  ist die Maschinenkurbel im zweiten todtten Punkte angelangt und  $v_1$  das innere lineare Voreilen und der negative Schieberweg  $\xi_1 = i + v_1$ . In der Kurbelstellung  $OM_1$  ist der Schieberweg  $\xi$  und die Canaleröffnung für die Ausströmung

$$E_a = \xi - i.$$

Bei der Weiterdrehung der Kurbel kommt die Excenterkurbel in die Stellung  $OV$ , in welcher wieder der Abschluss des Ausströmungscanales erfolgt. Bei der Weiterdrehung der Kurbel gelangt die Excenterkurbel in die Stellung  $OVI$ , in welcher wieder die Canaleröffnung für die Dampfeinströmung erfolgt. Die beiden durch  $B_1$  und  $C_1$  (wobei  $B_1 C_1 = a$ ) stark gezogenen zu  $SS$  parallelen Geraden veranschaulichen den Ausströmungscanal, auf welchem unten links der zugehörige Schieberlappen in der Mittelstellung gestrichelt, in der Stellung auf inneres lineares Voreilen voll gezogen und im Querschnitt schraffiert gezeichnet ist.

Die Punkte I bis VI bezeichnen die sechs Perioden der Dampfvertheilung, und zwar:

- I. Kurbelstellung im todtten Punkte, Beginn der Kolbenbewegung nach rechts, Einströmungsperiode bis II. (Füllungsperiode, Admissionsperiode).
- II. Ende der Einströmungsperiode, Beginn der Expansion, Expansionsperiode bis III.
- III. Ende der Expansion, Beginn der Vorausströmung, Vorausströmungsperiode bis IV.
- IV. Kurbelstellung im zweiten todtten Punkte, Beginn der Kolbenbewegung nach links, Ausströmungsperiode bis V.
- V. Ende der Ausströmungsperiode, Beginn der Compression, Compressionsperiode bis VI.
- VI. Ende der Compression, Beginn der Voreinströmung, Voreinströmungsperiode bis I.

Bei Vernachlässigung der endlichen Länge der Leitstange ist der Kolbenweg angenähert und der Größe nach graphisch bestimmt für die Kurbelstellung unter dem Winkel  $\omega$  durch das Stück  $IQ$ , wenn  $MQ \perp I, IV$ , und es ist  $I, IV$  die Kolbenweglinie, wobei der Kolben von  $I$  nach  $IV$  schreitend gedacht wird, wenn er in Wirklichkeit von links nach rechts schreitet und umgekehrt.  $OIV = s$  ist der ganze Kolbenhub in verjüngtem Maßstab.  $IQ_2 = s_1$  ist der Kolbenweg während der Füllungsperiode und  $\frac{s_1}{s}$  das Füllungsverhältnis.

Unter Berücksichtigung der endlichen Länge der Leitstange und auch sonst genau wird die einer bestimmten Kurbelstellung zukommende Kolbenstellung durch das Müller'sche Kolbenwegdiagramm bestimmt, welches in Fig. 2, Taf. XXIV, dargestellt ist und gewöhnlich in beliebigem verjüngtem Maßstab unter alleiniger Einhaltung des obwaltenden Verhältnisses  $\frac{R}{L}$  gezeichnet wird, welches bei dieser Pumpe  $\frac{1}{6,5}$  beträgt.

Für die Drehung der Kurbel von  $K$  nach  $K_1$  im Sinne des Pfeiles 1 um den Winkel  $\omega_1$  ergibt sich der Kolbenweg von links nach rechts  $s_1 = Q_0 Q_1$  und denselben erhält man auch als Abschnitt  $q_0 q_1$  auf der Radialen  $O q_1$  zwischen den Kreisen vom Radius  $(L-R)$  und  $L$  wenn  $\omega_1$  im Sinne des Pfeiles 2 aufgetragen wird, weil die Dreiecke  $OK_1 Q_1$  und  $OK q_1$  congruent sind.

2. Beispiel. In Fig. 3, Taf. XXXI, ist das Zeuner'sche Schiebersteuerungs-Diagramm für die Dimensionen der Dampfpumpe wie im vorhergehenden 1. Beispiel gezeichnet. Es ist hierbei  $OK$  der Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab,  $O$  der Mittelpunkt des Kurbelkreises,  $OD = r$  die Excentricität in ihrer der Kurbelstellung im todtten Punkte  $K$  entsprechenden Lage, um den Voreilungswinkel  $\delta$  gegen die zur Schieberbewegungsrichtung  $KI$  senkrechte Gerade  $SS'$  voreileit. Sobald von der endlichen Länge der Excenterstange abgesehen und wieder der Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts positiv für den Kurbelwinkel  $\omega$  mit  $\xi$  bezeichnet wird, so ist wie vorher

$$\xi = r \cdot \sin(\omega + \delta)$$

und im Diagramm ist diese Länge durch die Sehne des Schieberkreises  $OM$  ausgedrückt, wobei der Winkel  $\omega$  wieder im Diagramme im Sinne des Pfeiles 2 aufgetragen ist, während sich in Wirklichkeit die Kurbel im Sinne des Pfeiles 1 dreht. Es ist nämlich das Dreieck  $OMD$  ein solches im Halbkreise, also bei  $M$  rechtwinklig und sohin  $OM = OD \cdot \sin(\omega + \delta) = r \cdot \sin(\omega + \delta)$ . Die Canalöffnung ist wieder

$$E = \xi - e$$

und gleich  $MN$  wenn  $ON = OB = e$  der Radius des  $e$ -Kreises. Es ist ferner  $BC = a$  die Canalweite und es stellen die durch  $B$  und  $C$  stark gezogenen Kreisbogen die Kanten des Dampfeinströmungscanals vor, dessen Eröffnung entsprechend der Kurbeldrehung im Sinne des Pfeiles 2 durch die Schraffierung im Schieberkreise angezeichnet ist. In gleicher Weise ist mit dem links unten liegenden negativen Schieberkreis der Ausströmungscanal durch die durch  $B_1$  und  $C_1$  ( $OB_1 = i$ ;  $B_1 C_1 = a$ ), stark gezogenem Kreisbogen in Betracht gezogen und die Schraffierung stellt die Eröffnung für die Ausströmung

$$E_a = \xi - i$$

entsprechend der Weiterdrehung der Kurbel im Sinne des Pfeiles 2 dar.

Wegen  $r = a + e$  wird wieder der Einströmungscanal bei der durch  $D$  gehenden Kurbelstellung eben vollständig geöffnet, der Ausströmungscanal hingegen einige Zeit offen gehalten, indem der Schieber seine Kante überfährt.

Kommt nun allein die Kurbeldrehung im Diagramm im Sinne des Pfeiles 2 in Betracht, so steht die Kurbel bei  $I$  im todtten Punkt und es ist  $BA = v$  das lineare Voreilen. In der Kurbelstellung  $II$ , durch den Schnittpunkt des Schieber- und  $e$ -Kreises gezogen, ist das Ende der Dampfeinströmung und der Beginn der Expansion. In der Kurbelstellung  $III$ , durch den Schnittpunkt des Schieber- und  $i$ -Kreises gezogen, ist der Beginn der Voransströmung. In der Kurbelstellung  $IV$  befindet sich die Kurbel im zweiten todtten Punkt und es ist  $B_1 A_1 = v_1$  das innere lineare Voreilen. In der Kurbelstellung  $V$  durch den Schnittpunkt des Schieber- mit dem  $i$ -Kreise gezogen, ist der Beginn der Compression und endlich in jener  $VI$ , durch den Schnittpunkt des Schieber- mit dem  $e$ -Kreise gezogen, der Beginn der Voreinströmung,

womit wie im vorhergehenden ersten Beispiele die sechs Perioden der Dampfvertheilung festgestellt erscheinen. Die Größen  $e$ ,  $v$ ,  $r$  und  $\delta$  hängen wieder durch das rechtwinklige Dreieck  $OAD$  zusammen und es ist wieder

$$r \cdot \sin \delta = e + v.$$

Für den Kolbenhub  $s$  ist in Fig. 3, Taf. XXXI, unten die schematische Darstellung der Kolbenbewegung beigelegt, wobei die Kolbenstellungen entweder als Projection der Kurbelstellungen, wie hier geschehen, oder genau mittels des Müller'schen Kolbendiagramms eingetragen werden können. Es sind hieraus durch die Schraffirung wieder die sechs Perioden der Dampfvertheilung ersichtlich.

3. Beispiel. In Fig. 4, Taf. XXXI, ist das Zeuner'sche Schiebersteuerungsdiagramm für eine doppelwirkende Pumpe mit einfacher Schiebersteuerung für das Füllungsverhältnis  $\frac{s_1}{s} = 0,7$  dargestellt, für die nutzbare Kolbenfläche  $O = 0,0254 \text{ m}^2$  und die Dimensionen  $a = 16 \text{ mm}$ ;  $b = 80 \text{ mm}$ ;  $e = a = 16 \text{ mm}$ ;  $r = e + a = 32 \text{ mm}$ ;  $\delta = 34^\circ$ ;  $i = \frac{1}{20} \cdot a = 0,8 \text{ mm}$ .

Man erkennt im Vergleich zu Fig. 3, Taf. XXXI, die kleinere Füllung, den früheren Beginn der Vorausströmung und den früheren Beginn der Compression. Die Bezeichnungen in Fig. 4, Taf. XXXI, sind die gleichen, wie in Fig. 3, Taf. XXXI, übereinstimmend mit dem vorhergehenden 2. Beispiele.

Die von einem Injector gelieferte Wassermenge kann man nach J e n n y setzen

$$Q = 35 \cdot d^3 \cdot \sqrt{p} \dots \dots \dots (320)$$

wobei

$Q$  die Maximale gelieferte Wassermenge in Liter pro Stunde,

$p$  die Dampfspannung in Atmosphären Überdruck,

$d$  der kleinste Durchmesser der Fangdüse in Millimeter.

Im Mittel kann man unter gewöhnlichen Umständen  $\frac{2}{3}$  hiervon als wirklich gelieferte Wassermenge annehmen.

Die Lieferanten solcher Apparate geben die bezüglichlichen Zahlen in besonderen Tabellen an, welche auch die Druckhöhen enthalten, für welche die Injectoren zur Wasserhebung benützt werden können, wenn auch die Wasserhebung mittels der Dampfstrahlpumpe, des Wärmeverlustes wegen nicht ökonomisch vortheilhaft ist, während andererseits ihre Verwendung als Speisepumpe ganz zweckmäßig erscheint.

1. Beispiel. Wie groß ist die Wassermenge, welche ein Injector von 2 mm Düsenweite bei 4 at Dampfüberdruck zu liefern vermag?

Es ist

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$p = 4 \text{ at}$$

somit nach Gl. (320)

$$Q = 35 \cdot d^3 \cdot \sqrt{p} = 35 \cdot 4 \cdot 2 = 280 \text{ l pro Stunde}$$

und normal

$$\frac{2}{3} Q = \frac{2}{3} \cdot 280 = 186,7 \sim 190 \text{ l pro Stunde.}$$

2. Beispiel. Wie groß muß die Düsenweite eines Injectors sein, wenn er normal bei 4 at Überdruck 750 l Wasser pro Stunde liefern soll?

Es ist

$$p = 4 \text{ at}$$

$$\frac{2}{3} Q = 750$$

$$Q = \frac{3}{2} \cdot 750 = 1125 \text{ l pro Stunde}$$

und somit nach Gl. (320)

$$Q = 35 \cdot d^2 \cdot \sqrt{p}$$

$$1125 = 35 \cdot d^2 \cdot \sqrt{4}$$

$$d^2 = \frac{1125}{35 \cdot 2} = 16,07. \sim 16$$

$$d = \sqrt{16} = 4 \text{ mm.}$$

Der Pulsometer erhält in seinen Pumpenkammern solche Dimensionen, daß sich bei der angenommenen Anzahl der minutlichen Pulsationen die zu liefernde Wassermenge ergibt.

Bezeichnet

$V$  das Volumen der aus einer Pumpenkammer bei einer Pulsation gelieferten

Wassermenge in Cubikmetern, ca. 85 bis 90 % des Kammerinhaltes,

$n$  die Anzahl der Pulsationen oder Füllungen jeder Pumpenkammer pro Minute,

$Q$  die vom Pulsometer gelieferte Wassermenge in Cubikmeter pro Secunde, so ist

$$Q = \frac{2 \cdot n \cdot V}{60} = \frac{n \cdot V}{30} \dots \dots \dots (321)$$

Der lichte Durchmesser der Saug- und Druckrohrleitung wird so bestimmt, daß bei der Förderhöhe

$$H = 30 \text{ m.} \dots \dots \dots (322)$$

die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohre  $c_1$  annähernd

$$c_1 = 1 \text{ m} \dots \dots \dots (323)$$

und die Geschwindigkeit des Wassers im Druckrohre  $c_2$  annähernd

$$c_2 = 1 \text{ bis } 1,5 \text{ m} \dots \dots \dots (323a)$$

nicht übersteigt.

Bei geringerer Förderhöhe und gleichbleibender Dampfspannung kann von demselben Pulsometer infolge der erreichbaren größeren Anzahl der Pulsationen eine entsprechend größere Wassermenge geliefert werden.

Es wird sodann auch die Geschwindigkeit des Wassers im Saug- und Druckrohre größer, und zwar kann man annehmen, dass die Wassermenge  $Q'$  für die Abnahme der Förderhöhe von  $H = 30\text{ m}$  auf  $H' = 10\text{ m}$ , annähernd  $Q' = 1,5 Q$  beträgt und somit wird auch die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohre  $c'_1$  und jene im Druckrohre  $c'_2$  im gleichen Verhältnisse größer, nämlich

$$c'_1 = 1,5 c_1 = 1,5\text{ m}$$

$$c'_2 = 1,5 c_2 = 1,5\text{ bis }2,25\text{ m}$$

Bei den Präcisionspulsometern System Hausmann\*) von Teudloff & Dittrich in Wien sind die Rohrleitungen zumtheil noch etwas weiter gemacht.

Der lichte Querschnitt  $f$  des Dampfzuleitungsrohres kann im allgemeinen zu jenem  $f_1$  des Saugrohres in ein passendes Verhältniß gestellt werden.

Die Ausführungen schwanken innerhalb der Grenzen

$$f = \frac{1}{9} f_1 \text{ bis } \frac{1}{25} f_1 \dots\dots\dots (324)$$

\*) Nachstehende Tabelle enthält die näheren Angaben über diese Pulsometer. Die gelieferte Wassermenge ist unter Voraussetzung von 2 m Saughöhe und entsprechender hoher Dampfspannung angegeben.

Nummer des Pulsometers	Saugrohr	Druckrohr	Dampfrohr	bei 25 m Förderhöhe ungefähre erforderte Fläche des zugehörigen Dampfzuleitungsrohres	Totale Förderhöhe in Meter						
					5	10	20	30	40	50	60
					Gelieferte Wassermenge in Liter pro Minute						
Dichter Durchmesser mm				m <sup>2</sup>							
1	39	33	11	1,5	80	60	40	20	15	—	—
2	64	50	17	2	150	130	95	75	60	45	—
3	76	64	20	3	250	220	170	140	110	80	60
4	89	76	26	5	450	420	330	280	225	170	110
5	100	89	33	7	700	630	525	450	350	240	190
6	125	100	39	10	900	800	700	575	450	340	275
7	150	125	45	15	1200	1050	850	700	600	450	350
8	175	150	50	20	1700	1500	1200	1100	900	650	450
9	225	200	58	30	2800	2500	2150	1850	1550	1100	800
10	275	250	64	45	4800	4400	3500	3000	2300	1800	1200
11	350	300	76	60	7000	6000	5000	4500	3700	2800	1800
12	450	400	89	80	10000	8800	7400	6700	5300	4000	2800
13	600	500	100	120	15000	12800	10500	9200	7500	5500	4000

und zwar ist bei den Hall'schen Pulsometern constant

$$f = \frac{1}{25} f_1$$

dagegen bei den anderen Pulsometern

$$f = \frac{1}{9} f_1 \text{ bis } \frac{1}{20} f_1$$

Die weitesten Grenzen für die zulässigen Förderhöhen werden von C. Teudloff & Th. Dittrich für die Pulsometer System Hausmann angegeben und zwar

$$H = 5 \text{ bis } 60 \text{ m}$$

dagegen von Carl Eichler vormals C. Henry Hall und von B. & C. Körting für ihre Pulsometer

$$H = 5 \text{ bis } 30 \text{ m}$$

1. Beispiel. Ein Pulsometer soll  $15 \text{ m}^3$  Wasser pro Stunde oder  $250 \text{ l}$  pro Minute  $30 \text{ m}$  hoch fördern. Es sind die Hauptdimensionen desselben zu bestimmen.

Wählt man die Anzahl der minutlichen Pulsationen

$$n = 30$$

so ergibt sich aus Gl. (321) das Volumen der aus einer Pumpenkammer pro Pulsation gelieferten Wassermenge wegen

$$Q = \frac{15}{60 \cdot 60} = \frac{1}{240} = 0,00417 \text{ m}^3 \text{ pro Secunde}$$

$$V = \frac{30 \cdot Q}{n} = \frac{30}{30 \cdot 240} = \frac{1}{240} = 0,00417 \text{ m}^3$$

oder in Liter ausgedrückt

$$V = \frac{1000}{240} = 4,17 \text{ l.}$$

Es ist sonach die pro 1 Pulsation gelieferte Wassermenge

$$2 V = \frac{2}{240} = \frac{1}{120} \text{ m}^3$$

oder in Liter ausgedrückt

$$2 V = \frac{1000}{120} = 8\frac{1}{3} \text{ l}$$

also ist der Inhalt einer Pumpenkammer, wenn  $V$  gleich  $85\%$  davon angenommen wird

$$V_1 = \frac{1}{0,85} \cdot V = 1,18 \cdot V = 1,18 \cdot 4,17 = 4,92 \sim 5 \text{ l}$$

zu machen.

Wählt man ferner nach Gl. (323) und (323a) die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung

$$c_1 = 1 \text{ m}$$

$$c_2 = 1,5 \text{ m}$$

so ergibt sich der richtige Durchmesser  $D_1$  des Saugrohres und jener  $D_2$  des Druckrohres aus den Gl.

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2\right) = \frac{Q}{c_1} = 0,00417 \text{ m}^2$$

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot D_2^2\right) = \frac{Q}{c_2} = \frac{0,00417}{1,5} = 0,00278 \text{ m}^2$$

$$D_1 = 0,073 \text{ m} = 73 \text{ mm}$$

$$D_2 = 0,060 \text{ m} = 60 \text{ mm.}$$

Endlich ergibt sich der sichte Durchmesser  $d$  des Dampfleitungsrohres, wenn man nach Gl. (324) nimmt

$$f = \frac{1}{16} f_1$$

$$d = \frac{1}{4} D_1 = \frac{1}{4} \cdot 73 = 18,33 \sim 20 \text{ mm.}$$

Nimmt man den ungünstigsten Fall an, daß nämlich die Temperaturerhöhung  $\tau = 0,2^\circ \text{ C}$  für  $1 \text{ m}$  Förderhöhe, also  $6^\circ \text{ C}$  für  $30 \text{ m}$  Förderhöhe betrage, also das Wasser von  $12^\circ \text{ C}$  auf  $18^\circ \text{ C}$  erwärmt wird, und setzt die der Dampfspannung von  $5$  Atmosphären Überdruck entsprechende Gesamtwärme über Wasser von  $0^\circ \text{ C}$  gleich  $655$  Calorien\*), so ergibt sich die pro Stunde erforderliche Dampfmenge  $\mathcal{S}$  in Kilogramm annähernd aus der Gleichung

$$\mathcal{S} = \frac{1000 \cdot Q \cdot \tau \cdot H}{655 - 18} = \frac{1000 \cdot 15 \cdot 0,2 \cdot 30}{637} = 141,3 \text{ kg.}$$

Soll für diesen Pulsometer ein besonderer Dampffessel aufgestellt werden, so ergibt sich dessen Heizfläche nach Gl. (287) für den vorstehend angenommenen ungünstigen Fall der Temperaturerhöhung  $\tau = 0,2^\circ \text{ C}$

$$F = \frac{\mathcal{S}}{20} = \frac{141,3}{20} = 7,06 \sim 7 \text{ m}^2.$$

Wird jedoch infolge der rechtzeitigen raschen Umsteuerung durch das selbstthätige Dampfsteuerungsventil ein so geringer Dampfverbrauch erzielt, daß die Temperaturerhöhung nur  $\tau = 0,12^\circ \text{ C}$  für  $1 \text{ m}$ , also  $t = 0,12 \cdot 30 = 3,6^\circ \text{ C}$  für  $30 \text{ m}$  Förderhöhe beträgt und sind  $12^\circ$  und  $15,6^\circ \text{ C}$  die Wassertemperaturen, so ergibt sich der stündliche Dampfverbrauch annähernd

$$\mathcal{S} = \frac{1000 \cdot Q \cdot \tau \cdot H}{655 - 15,6} = \frac{1000 \cdot 15 \cdot 0,12 \cdot 30}{639,4} = 84,5 \text{ kg}$$

und die erforderliche Kesselheizfläche

$$F = \frac{\mathcal{S}}{20} = \frac{84,5}{20} = 4,225 \sim 4,3 \text{ m}^2.$$

Die Centrifugalpumpen erhalten als vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am äußeren Durchmesser des Flügelrades  $v$  in Meter pro Secunde für  $g = 9,81$  und die totale Förderhöhe  $H$  in Meter (wovon höchstens  $4 \text{ m}$  Saughöhe)

$$v = 1,5 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \dots \dots \dots (325)$$

\*) Nach der Fliegner'schen Dampfspannungstabelle. Siehe des Verfassers Leitfaden des Dampfbetriebes, 3. Auflage, S. 37.

und die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren

$$c_1 = 1,6 \text{ m pro Secunde für } H \leq 8 \text{ m} \dots \dots \dots (326)$$

$$c_1 = 1,6 \text{ bis } 2,35 \text{ m pro Secunde für } H = 8 \text{ bis } 15 \text{ m} (327)$$

Die Wassermenge  $Q$  in Kubikmeter pro Secunde beträgt für den Durchmesser  $D_1$  des Saugrohres in Meter

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot c_1 \dots \dots \dots (328)$$

Wird der Wirkungsgrad wieder mit  $\eta$  bezeichnet, so ist der zum Betrieb der Centrifugalpumpe erforderliche absolute Arbeitsaufwand in Pferdestärken

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \dots \dots \dots (329)$$

wobei

$$\eta = 0,50 \text{ bis } 0,70 \dots \dots \dots (330)$$

und im allgemeinen der Wirkungsgrad desto geringer wird, je größer die totale Förderhöhe.

Auch eine Vergrößerung der Saughöhe ergibt im allgemeinen eine Herabminderung des Wirkungsgrades.

Das Anwendungsgebiet der Centrifugalpumpen reicht deshalb zweckmäßiger Weise höchstens bis 15 m totale Förderhöhe, weil darüber hinaus  $v$  zu groß und  $\eta$  zu klein ausfällt.

Ferner kann man nehmen

den inneren Durchmesser des Flügelrades . . . . .	$= D_1$	}	(331)
den äußeren Durchmesser des Flügelrades $D$ . . . . .	$= 2,5 D_1$		
die innere Radweite . . . . .	$= 0,25 D_1$		
die äußere Radweite . . . . .	$= 0,1 D_1$		
die Anzahl der Schaufeln . . . . .	$= 5 \text{ bis } 12$		

1. Beispiel. Eine vorliegende Centrifugalpumpe, welche Wasser auf die totale Förderhöhe  $H = 10 \text{ m}$  fördern soll, hat folgende Dimensionen:

$$D_1 = 160 \text{ mm}$$

$$D = 400 \text{ mm.}$$

Wie viel Umdrehungen soll das Flügelrad pro Minute machen und wie viel Wasser wird die Pumpe in Kubikmeter pro Stunde liefern?

Nach Gl. (325) ist die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades.

$$v = 1,5 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 1,5 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 10} = 21 \text{ m pro Secunde}$$

und somit die Umdrehungszahl desselben pro Minute

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 21}{0,4 \cdot \pi} = 1000.$$

Die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren werde nach Gl. (327) angenommen

$$c_1 = 1,75 \text{ m pro Secunde,}$$

dann wird die Wassermenge nach Gl. (328) in Cubimeter pro Secunde

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,16^2 \cdot 1,75 = 0,035 \text{ m}^3$$

und pro Stunde

$$Q = 60 \cdot 60 \cdot 0,035 = 126 \text{ m}^3.$$

2. Beispiel. Wie viel Pferdestärken erfordert die Centrifugalpumpe des vorhergehenden 1. Beispiels zu ihrem Betrieb?

Es ist nach Gl. (329) der erforderliche absolute Effect

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{Q \cdot H}{75}$$

und wenn man schätzt

$$\eta = 0,60$$

$$N_a = \frac{1}{0,60} \cdot \frac{1000 \cdot 0,035 \cdot 10}{75} = 7,78 \sim 8 \text{ PS.}$$

Die Luftpumpen der Condensationsdampfmaschinen werden erfahrungsgemäß nach dem Volumen des Dampfsylinders  $V_1$  dimensioniert und kann man das vom Pumpenkolben pro Hub durchlaufene Volumen  $V_2$  setzen

a) für einfachwirkende Luftpumpen

$$V_2 = \frac{1}{4} V_1 \text{ bis } \frac{1}{5} V_1 \dots \dots \dots (332)$$

b) für doppelwirkende Luftpumpen.

$$V_2 = \frac{1}{8} V_1 \text{ bis } \frac{1}{10} V_1 \dots \dots \dots (333)$$

Der Condensationsraum erhält ein größeres Volumen  $V_3$  und kann man nehmen

$$V_3 \geq 2 V_2 \dots \dots \dots (334)$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit der Luftpumpe im allgemeinen soll 1 bis 1,5 m pro Secunde nicht überschreiten und das Zuflussrohr für das Einspritzwasser so großen Querschnitt erhalten, daß die Geschwindigkeit des Wassers in demselben höchstens 1,2 m pro Secunde beträgt. Die Ausflusgeschwindigkeit des Einspritzwassers kann 5 bis 7 m pro Secunde angenommen werden.

1. Beispiel. Eine horizontale Condensations-Dampfmaschine von 450 mm Kolbendurchmesser und 900 mm Kolbenhub erhält einen Condensator nach Fig. 3 bis 10, Taf. XXVIII und Fig. 1 bis 8, Taf. XXIX mit horizontaler doppelwirkender Luftpumpe, betrieben von der verlängerten Kolbenstange des Dampfkolbens. (Luftpumpe hinter dem Cylinder über dem Fundament).

Es sind die Dimensionen der Luftpumpe zu bestimmen.

Es ist für den Dampfkolben

$$D = 450 \text{ mm} = \text{Kolbendurchmesser}$$

$$s = 900 \text{ mm} = \text{Kolbenhub}$$

ferner für den Pumpenkolben

$$D_1 = ? = \text{Kolbendurchmesser}$$

$$s_1 = 900 \text{ mm} = \text{Kolbenhub}$$

somit nach Gl. (333) für den größeren Wert

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot s_1 = \frac{1}{8} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s$$

$$D_1^2 = \frac{1}{8} D^2$$

$$D_1 = \frac{D}{\sqrt{8}} = \frac{450}{2,83} = 159 \sim 160 \text{ mm.}$$

2. Beispiel. Eine horizontale Condensations-Dampfmaschine erhält einen im Fundament liegenden Condensator mit Hebelantrieb für die einfachwirkende Luftpumpe nach Fig. 1 bis 6, Taf. XXX. Die Dampfmaschine hat  $D = 480 \text{ mm}$  Kolbendurchmesser und  $s = 950 \text{ mm}$  Kolbenhub; die Luftpumpe erhält, vermöge der Hebelübertragung, den Kolbenhub  $s_1 = 300 \text{ mm}$ . Wie groß soll der Kolbendurchmesser  $D_1$  der Luftpumpe sein?

Es ist nach Gl. (232) für den größeren Wert

$$V_2 = \frac{1}{4} V_1$$

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot s_1 = \frac{1}{4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s$$

$$D_1^2 \cdot 300 = \frac{1}{4} \cdot 480^2 \cdot 950$$

$$D_1 = 480 \cdot \sqrt{\frac{950}{4 \cdot 300}} = 427,2 \sim 450 \text{ mm.}$$

4. Herstellung der Pumpen. Der Pumpenzylinder wird gewöhnlich aus Gußeisen und nur bei kleinen Pumpen aus Rothguss oder Messing hergestellt, in manchen Fällen wird der gußeiserne Cylinder innen mit einem Messingfutter versehen. Die Modelle werden wie gewöhnlich im Schwindmaß ausgeführt, mit Zugabe für die Bearbeitung an den betreffenden Stellen. Bei ausgebohrtem Pumpenzylinder muß in der ganzen Länge der Bohrung zum Bearbeiten zugegeben werden, bei nicht ausgebohrtem dagegen nur im Stopfbüchsenhalse. Das Anreißen der Theile zur Bearbeitung mit Hilfe der entsprechenden Werkzeuge am Anreißtisch geht, wie immer, der Bearbeitung durch Werkzeugmaschinen voraus.

Das Ausbohren des Pumpenzylinders und des Dampfzylinders bei Dampfmaschinen erfolgt entweder auf der Egalisierdrehbank mit achsial unverschiebbarer Bohrstanze und auf dem Schlitten aufgespanntem Cylinder, oder auf der Horizontalbohrmaschine in gleicher Weise,

oder bei auf der Bohrplatte festgeschraubtem Cylinder und achsial gesteuerter Bohrspindel. Nur sehr große Cylinder erfordern die Anwendung einer Cylinderbohrmaschine mit auf der Bohrspindel achsial durch Schraube und Mutter gesteuertem Messerkopf.

Bei Wilsons Patent-Dampfpumpe (Fig. 61, Text) erfolgt das Ausbohren der beiden mit dem Bett in einem Stück gegossenen Cylinder bei einmaligem Aufspannen mittels durch beide Cylinder hindurch gehender Bohrstange und ist deshalb der Pumpencylinder auch unten offen gegossen und bei der Montierung mit einem Deckel verschraubt. In letzterem Falle ist die richtige gegenseitige Lage beider Cylinder derart, daß die Cylinderachsen in eine einzige gerade Linie zusammenfallen, schon durch die Bohrarbeit bedingt; bei besonders hergestellten Cylindern muß dieser Bedingung durch die Montierung entsprochen werden und bedient man sich zur Feststellung der gemeinschaftlichen Achse einer, durch seine centrale Bohrungen der in die Cylinder an den Enden der Bohrung eingeschlagenen Mittelbleche straff gespannten dünnen Schnur. Eine gelbe Seidenschnur ist hierzu ganz besonders geeignet. Der Schieber Spiegel am Dampfcylinder und der Schieber werden, die einfache Schiebersteuerung vorausgesetzt, nach dem Anreißer gehobelt und sodann vom Schlosser von Hand mittels Feile und Schaber vollendet. Zum Auffinden der mittels des Schabers abzuarbeitenden kleinen Erhöhungen dienen die Richtplatten und die Flächen sind correct hergestellt, sobald die ganz dünn mit Minium bestrichene Richtplatte an möglichst vielen Punkten berührt; alles nachfolgende, der Verzierung wegen namentlich bei außen sichtbaren bearbeiteten Flächen übliche Mustern kann für die Genauigkeit der Arbeit nur abträglich sein.

Das Aufschleifen des Schiebers mit feinem Schmirgel ist verwerflich, indem der sich in den feinen Poren festsetzende Schmirgel später raschen Verschleiß des Schieberspiegels zur Folge hat.

Um die Schrauben und Muttern gegen das Abdrücken ihrer Kanten widerstandsfähiger zu machen, werden selbe gewöhnlich aus Schmiedeeisen hergestellt und im Einfaß gehärtet. Auch die kleineren Drehbolzen und Stifte werden in gleicher Weise behandelt und erstere nach Erfordernis im gehärteten Zustande rund geschliffen, zu welchem Zwecke entweder Schleifvorrichtungen auf gewöhnlichen Drehbänken oder auch besondere Schleifapparate in Anwendung kommen. Das Einschleifen der Ventile erfolgt am besten mit fein gestoßenem Glaspulver oder Staubschmirgel.

Bei tief im Ventilgehäuse liegenden Ventilkegeln wird gewöhnlich in den am Ventilkegel vorhandenen, als Anschlag dienenden Ansatz ein Loch gebohrt und in dieses ein Muttergewinde geschnitten, zum zeitweiligen Einschrauben eines Stiftes mittels welches das Ventil beim Einschrauben gedreht und auch von seinem Sitze herausgehoben wird.

Die viereckigen Köpfe der Deckelschrauben sitzen einseitig an den Bolzen um möglichst kurze Flanschen zu erhalten und an den Cylinder- und Deckelflanschen werden Passleisten von 1,5 bis 2 mm Höhe angebracht. Stiftschrauben oder Stockschrauben sollen nur dort angewendet werden, wo Schraubenköpfe nicht Platz finden können, also dort wo Canalwandungen an die Flanschen anschließen oder bei der Stopfbüchsenflansche um die Schrauben dem Stopfbüchsenmittel möglichst nahe zu bringen. Stiftschrauben oder Stockschrauben werden gewöhnlich mittels Mutter und Gegenmutter eingeschraubt und so angezogen, daß der glatte Bolzen an die Flanschenfläche zur festen Anlage kommt, wie in Fig. 5, Tafel XXIX, gezeichnet.

Die gewöhnlich bei Dampfpumpen von solchen Dimensionen, wie sie hier in Betracht stehen, angewendeten Dampfkolben sind solche mit selbstspannenden gußeisernen Dichtungsringen und letztere bleiben innen roh und werden außen nach dem Schlitzen und Zusammen spannen auf den richtigen Durchmesser abgedreht oder sie werden auch innen ausgedreht und gehämmert, um Spannung zu erhalten. Auch die selbstspannenden metallenen Dichtungsringe der Luftpumpen werden innen gehämmert, falls sie nicht des speciellen Profiles wegen auch innen ausgedreht oder auch roh belassen werden.

Die Wasserrohrleitungen werden gewöhnlich aus Gußeisen und nur bei geringem Durchmesser aus Schmiedeeisen (gezogene Wasser- oder Gasrohre) oder Kupfer hergestellt.

Die Dampfrohrleitungen werden entweder aus Gußeisen oder Schmiedeeisen (gezogene Rohre) zumeist aber aus Kupfer (gelöthete Rohre) hergestellt.

Bei Dampfrohrleitungen und überhaupt bei langen Rohrleitungen müssen Compensationsvorrichtungen angebracht werden, um die Ausdehnung und Zusammenziehung zu gestatten. Als solche dient zumeist ein kupfernes schlangenförmig gebogenes Rohr bei dem Dampfrohre und eine Stopfbüchsenverbindung statt einer Flanschenverbindung bei Wasserrohrleitungen.

Kupferrohre werden für die Dampfleitung häufig deshalb bevorzugt, weil sie sich nachträglich (mit Colophonium ausgegossen) leicht biegen und sohin bestimmter Richtung anschließen lassen.

Bei der Montierung auf Stein wird die Fundamentplatte, nachdem sie mit Hilfe der Wasserwage richtig eingestellt ist, mit Cement untergossen.

## VII. Die Pressen.

**1. Zweck und Arten der Pressen.** Wenn es sich darum handelt, schwere Gegenstände mit geringem Kraftaufwande zu heben, oder Gegenstände behufs Formänderung unter hohem Druck zu comprimieren, so verwendet man hiezu Schrauben- oder Spindelpressen und hydraulische Pressen.\*)

Schraubenpressen der einfachsten Art sind die in Fig. 106, Text, dargestellte einfache Schraubenpresse und jene mit Schneckenantrieb in Fig. 107, Text, welche von der Meadow Foundry Company in Mansfield (Nottinghamshire, England) als Tabakpressen geliefert werden.\*\*) In beiden Fällen wird die Schraubenspindel mittels des auf derselben befestigten Handrades rasch angestellt. Bei ersterer wird der verstärkte Druck durch einen in den Spindelkopf gesteckten Hebel, bei letzterer durch ein zweites seitlich angebrachtes Handrad und Schneckenantrieb ausgeübt.

Zur Erzielung hoher Drücke wird die Schraubenpresse mit Räderüberetzung ausgeführt, wie in Fig. 1 bis 7, Taf. XXXII, dargestellt, oder es wird die Pressung durch Kniehebel ausgeübt, deren Bewegung durch eine Schraubenspindel mit rechtem und linkem Gewinde erfolgt, wie bei den in Fig. 108 und 109, Text, dargestellten combinirten Schrauben-Kniehebel-Pressen, genannt Boomer & Boschert-Pressen, welche

\*) Für specielle Fabricationszweige mit geringerer Anforderung hinsichtlich der Druckhöhe kommen als Pressen gewöhnlich Spindelpressen mit großer Steigung des Spindelgewindes (doppeltes, dreifaches Gewinde) mit Hand- oder Transmissionsbetrieb, Excenterpressen mit Transmissionsbetrieb oder Hebelpressen mit Handbetrieb oder endlich mit hydraulischem Druck durch Accumulatoren (Nietpressen) zur Anwendung, wobei die Pressung, dem jeweilig angewendeten Überetzungsmechanismus entsprechend, verhältnismäßig rasch erfolgt.

\*\*) Diese Schraubenpressen werden in zwei Größen ausgeführt, und zwar mit einer Größe der Bodenplatte von 915 × 865 mm und 1200 × 840 mm. Der Durchmesser der schmiedeisernen Schraubenspindel beträgt 90 bis 100 mm.

von John H. Ladd & Cie. in London für Drücke von 15 bis 400 t als Ölpresen, Stearinpresen, Weinpresen 2c. ausgeführt werden.

Eine in neuerer Zeit vielfach in der gewerblichen Fabriks-Praxis zum Heben von Lasten angewendete hydraulische Presse ist Tangy's hydraulische Winde. (Fig. 110, Text.) Die in der Maschinen-fabrication am häufigsten vorkommende hydraulische Presse ist die zum Aufpressen der Waggon- und Locomotiv-Räder auf ihre Achsen und zum Abziehen derselben, die sogenannte hydraulische Räderpresse

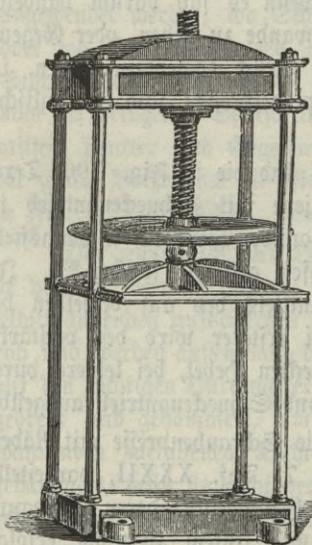


Fig. 106. Einfache Schraubepresse.

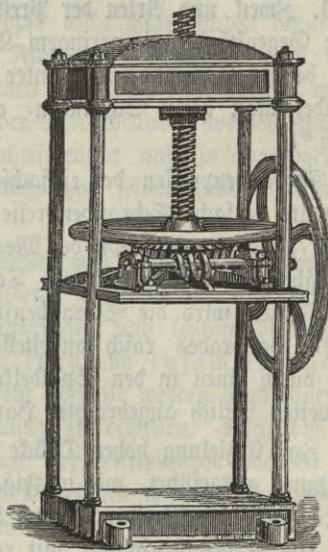


Fig. 107. Schraubepresse mit Schneckenantrieb.

(Fig. 111, 112, Text, und 5, 6, Taf, XXXI), Von den, anderen Zwecken dienenden hydraulischen Pressen ist eine der einfachsten die zur Appretur des Tuches in der Textilindustrie verwendete Tuchpresse (Fig. 1 bis 7, Taf. XXXIII. Ähnliche Pressen dienen dazu, die Ware in ein kleineres Volumen zu bringen.

2. Haupttheile der Pressen. Eine Schraubepresse besteht aus dem Pressengestelle und der durch die Schraubenspindel bewegten Druckplatte. Das Pressengestelle ist gewöhnlich wie in Fig. 106 bis 109,

Text, aus dem gusseisernen Fundamentrahmen (Bodenplatte), dem ebenfalls gusseisernen Kopfstück (Kopfplatte) und den dieselben verbindenden vier schmiedeisernen Säulen oder Zugstangen gebildet. An diese Theile gliedern sich dann die zur Spindeldrehung dienenden Antriebtheile so z. B. in Fig. 109, Text, der Riemenantrieb und in Fig. 1 bis 7, Taf. XXXII,

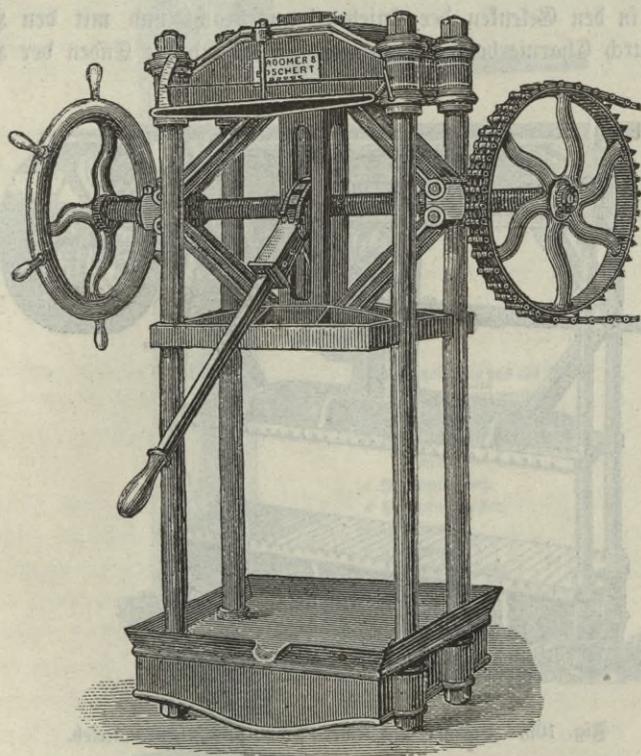


Fig. 108. Kombinierte Schrauben-Kniehebel-Pressen,  
genannt Boomer & Boschert-Pressen.

der Antrieb durch Handrad und Räderübertragung. Für die aus Schmiedeeisen oder noch besser aus Bessemerstahl hergestellte, mit flachem Gewinde versehene Schraubenspindel befindet sich das Muttergewinde in einer gewöhnlich aus Metall (Rohtguss, Bronze) hergestellten, in das Kopfstück eingepassten, von unten eingeschobenen Buchse, welche sich mit einer ent-

sprechend starken Flansche gegen die angefräste Anlagfläche des Kopfstückes angelegt und mittels durch die Flansche hindurchgehende Schrauben mit dem Kopfstück verbunden ist. Die bezügliche Detailconstruction ist in Fig. 1, Taf. XXXII, zu ersehen.

Bei der Boomer & Boshert-Presse, Fig. 108 und 109, Text, sind die Muttern für die mit rechtem und linkem Gewinde versehene Spindel in den Gelenken der Kniehebel angebracht und mit den Hebelarmen durch Charnierbolzen verbunden. Die anderen Enden der Hebel-

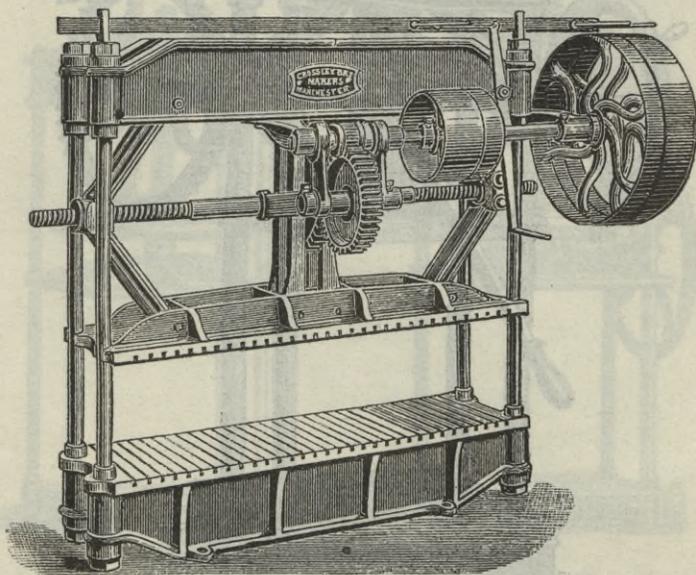
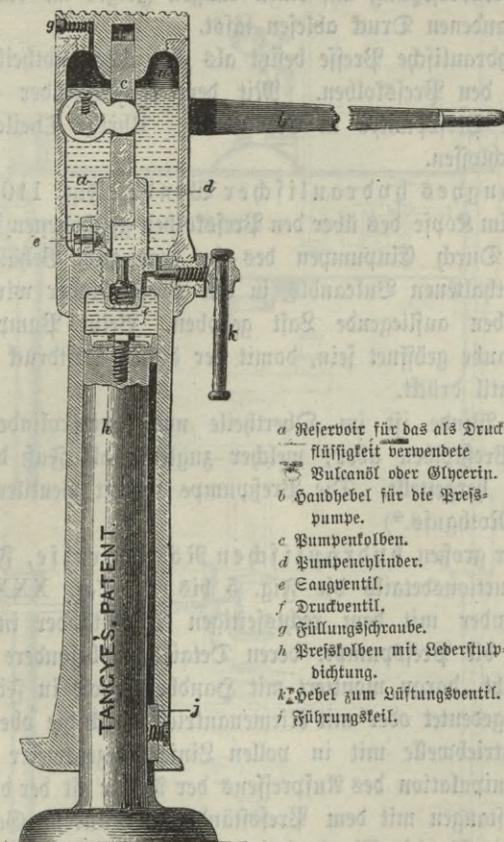


Fig. 109. Boomer & Boshert-Presse mit Riemenantrieb.

arme sind einerseits mit dem Kopfstück und andererseits mit der Druckplatte ebenfalls durch Charnierbolzen verbunden. Die Druckplatte hat in ihrer Mitte ein nach aufwärts stehendes prismatisches Führungstück, welches durch das Kopfstück hindurch geht und in demselben gerade geführt ist. Überdies ist die Druckplatte selbst noch an den 4 Säulen geführt. Die Schraubenspindel ändert während des Pressens ihre Höhenlage. Deshalb ist bei der Presse mit Riemenantrieb Fig. 109, Text, zwischen dem auf der Antriebswelle festgekeilten Getriebe und dem auf

der Spindel festgekeilten Stirnrad noch ein Zwischenrad vorhanden, dessen Achse in zwei Armgelenken gelagert ist, welche den stetigen Eingriff des Zwischenrades in das Getriebe und Stirnrad in jeder Höhenlage der Schraubenspindel sichern. Für schnellen Aufwärts- und langsamen



- a Reservoir für das als Druck-  
flüssigkeit verwendete  
Bulcanöl oder Glycerin.  
b Handhebel für die Press-  
pumpe.  
c Pumpenkolben.  
d Pumpenzylinder.  
e Saugventil.  
f Druckventil.  
g Füllungsschraube.  
h Presskolben mit Lederstul-  
dichtung.  
k Hebel zum Lüftungsventil.  
j Führungsteil.

Fig. 110. Tanches hydraulische Winde.

Abwärtsgang sind zwei Paar Riemenscheiben fest und lose von verschiedenem Durchmesser auf der Antriebswelle angebracht.

Bei der Presse in Fig. 108, Text, ist links ein Handschwingrad für Handbetrieb, rechts ein Kettenrad für Kettenbetrieb und in der Mitte ein Sperrrad auf der Schraubenspindel festgekeilt. In letzteres greift der

am Ratschenhebel angebrachte Sperrkegel ein, um an der Spindel gegen Ende der Pressung mit großer Hebelübertragung zu wirken. Am Kopfstück dieser Presse ist eine Vorrichtung (Manometer genannt) angebracht, welche durch Übertragung der Durchbiegung des Kopfstückes vermittels doppelter Hebelübertragung auf einen langen Zeiger an einer Scala den jeweilig vorhandenen Druck ablesen läßt.

Eine hydraulische Presse besitzt als Grundbestandtheile den Presscylinder und den Presskolben. Mit dem Presscylinder ist durch das Pressrohr die Presspumpe in Verbindung. Übrige Theile werden nach Bedarf angeschlossen.

Bei Tanghees hydraulischer Winde (Fig. 110, Text) ist die Presspumpe im Kopfe des über den Presskolben geschobenen Presscylinders angebracht. Durch Einpumpen des in dem zum Behälter geformten Kopfstücke enthaltenen Vulcanöls in den Presscylinder wird die auf der Krone desselben aufliegende Last gehoben. Beim Pumpen muß die Füllungschraube geöffnet sein, damit der äußere Luftdruck das Öl durch das Saugventil drückt.

Diese Winde ist im Obertheile und Presscylinder aus Gussstahl, der Presskolben aber, welcher zugleich als Fuß dient, ist aus Schmiedeseisen hergestellt. Die Presspumpe sammt Ventilen und Kolben besteht aus Rothguss.\*)

Bei der großen hydraulischen Räderpresse, Fig. 111, Text, deren Constructionsdetails die Fig. 5 bis 6, Taf. XXXI, zeigen, ist der Presscylinder mit dem rechtsseitigen Pressständer in einem Stück gegossen und die Presspumpe, deren Details insbesondere Fig. 6, Taf. XXXI, angibt, daran montiert mit Handhebel wie in Fig. 111, Text, gestrichelt angedeutet oder mit Riemenantrieb durch die oben am Ständer montierte Antriebwelle mit in vollen Linien gezeichneter Riemenscheibe. Für die Manipulation des Aufpressens der Räder ist der durch horizontal liegende Zugstangen mit dem Pressständer verbundene Gegenstand erforderlich und für die Manipulation des Abpressens der in Fig. 111,

\*) Die Wirkung der hydraulischen Presse beruht auf dem von Bramah angegebenen Princip, welches mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände und den Bezeichnungen:  $D$  = Durchmesser des Pumpenkolbens,  $D_1$  = Durchmesser des Presskolbens,  $P$  = Druck auf den Pumpenkolben,  $P_1$  = Druck auf den Presskolben,  $p$  = Wasserdruck pro Flächeneinheit, lautet:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p; \quad P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p; \quad \frac{P_1}{P} = \left(\frac{D_1}{D}\right)^2.$$

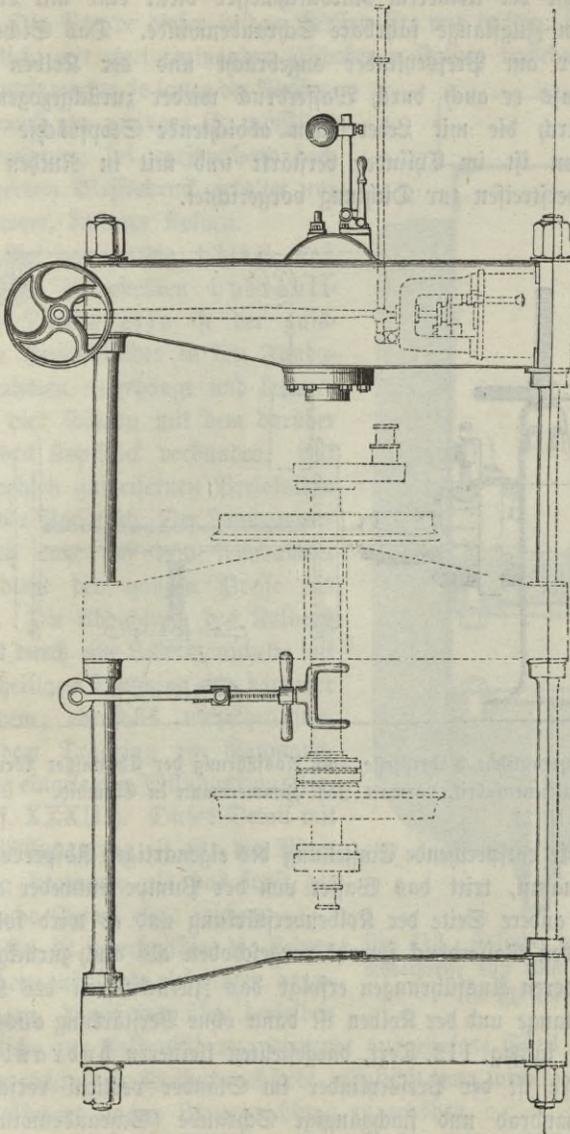


Fig. 111. Hydraulische Kautschupresse, nach Ausführung der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik, normals Hob. Zimmermann in Chemnitz.

Text, gestrichelt gezeichnete Mittelständer. Zum Heben des Räderpaares mit seiner Achse bei kleinerem Raddurchmesser dient eine mit Laufrolle auf der oberen Zugstange fahrbare Schraubenwinde. Das Sicherheitsventil ist hier am Pressschlinder angebracht und der Kolben ist so construirt, daß er auch durch Wasserdruck wieder zurückgezogen wird. Der vorn durch die mit Lederringen abdichtende Stopfbüchse hervortretende Kolben ist im Cylinder verstärkt und mit in Ruthen eingeschlagenen Lederstreifen zur Dichtung vorgerichtet.

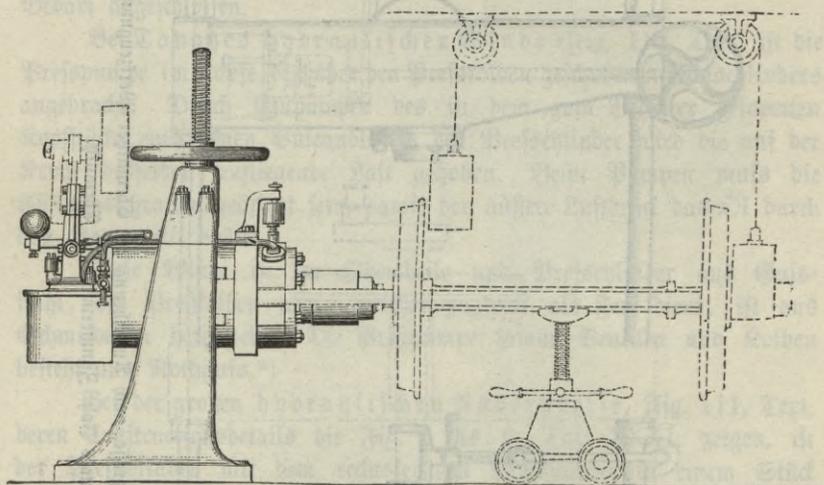


Fig. 112. Hydraulische Räderpresse, nach Ausführung der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik, vormals Soh. Zimmermann in Chemnitz.

Durch die entsprechende Einstellung des eigenartigen Absperrventiles, Sperrstock genannt, tritt das Wasser von der Pumpe entweder auf die eine oder die andere Seite der Kolbenverstärkung und es wird sohin der Kolben durch den Wasserdruck sowohl vorgeschoben als auch zurückgezogen.

Bei anderen Ausführungen erfolgt das Zurückführen des Kolbens mittels Zahnstange und der Kolben ist dann ohne Verstärkung ausgeführt.

Bei der in Fig. 112, Text, dargestellten kleineren hydraulischen Räderpresse ist der Pressschlinder im Ständer vertical verschiebbar und durch Handrad und flachgängige Schraube (Schraubenwinde mit drehbarer Mutter) zum Heben und Senken eingerichtet und die Pumpe rückwärts am Cylinder montiert. Die Einspannung der Räderpaare

mittels im Cylinder eingelegter Zugstangen und aufgehängten Querstückes an Stelle des Mittel- und Gegenständers, ist gestrichelt gezeichnet.

Die Pumpe dieser beiden Pressen ist, wie in Fig. 6, Taf. XXXI, ersichtlich, mit zwei ineinander geschobenen Kolben versehen, welche beide verkuppelt wirken, so lange der Wasserdruck noch ein geringer ist, um Zeit zu gewinnen; bei entsprechend hoch gesteigertem Wasserdruck arbeitet nur der innere, dünnere Kolben.

Bei der in Fig. 1 bis 8, Taf. XXXIII, dargestellten hydraulischen Tuchpresse ist der gusseiserne Presscylinder in den Fundamentrahmen eingehängt und letzterer durch vier Säulen mit dem darüber liegenden Kopfstück verbunden. Auf dem hohlen gusseisernen Presskolben liegt der Pressstisch. Der Fundamentrahmen ruht auf dem Fundament und dient der ganzen Presse als Basis. Die Abdichtung des Kolbens erfolgt durch eine Ledermanschette mit mehrtheiligem Tragring und darunter liegendem, ebenfalls mehrtheiligem, nach dem Tragring zur Raumauffüllung eingelegten Füllungsring (Fig. 4, Taf. XXXIII). Dieses Detail mit dem Füllungsring ist für die Montierung bequemer als das sonst gewöhnliche Detail ohne solchen.

Es ist zweckmäßig die Ledermanschette möglichst tief unten anzubringen, damit der über derselben befindliche zur Kolbenführung dienende ausgebohrte Theil des Cylinders, welcher nicht unter Wasserdruck steht, möglichst lang wird, um die Festigkeit des Cylinders in der Längsrichtung zu erhöhen.

Fig. 2, Taf. XXXIII, zeigt das Detail des Rohranschlusses an den Presscylinder mit hart aufgelöthetem Metallflanschenring. Kopfstück.

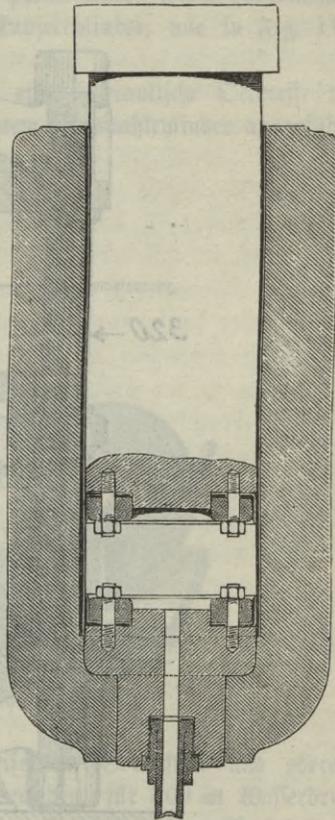


Fig. 113. Cylinder der hydraulischen Räderpresse von Wm. Sellers & Co. in Philadelphia.

Fundamentrahmen und Tischplatte sind durch Rippen versteift. Die Fig. 7 bis 9, Taf. XXXI, zeigen eine Presspumpe (Handpumpe) in Verbindung mit der hydraulischen Presse in der Ansicht. Fig. 9 läßt die Details der Dichtung gegen die S-förmig gebogenen Anschlußrohre

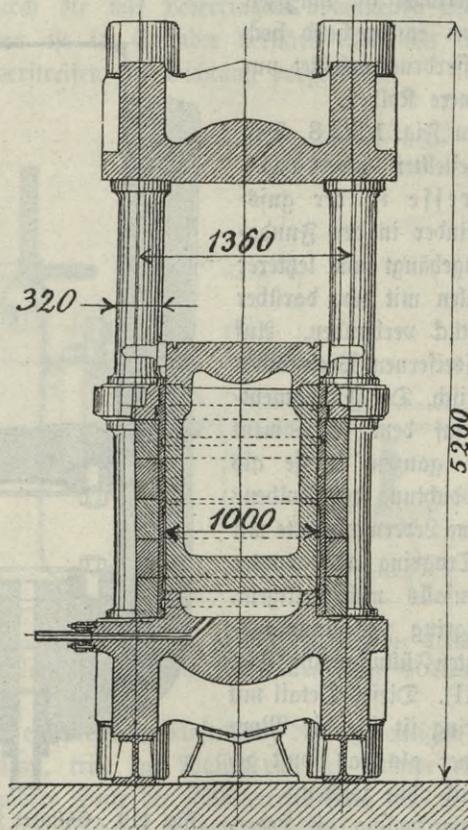


Fig. 114. Hydraulische Pulverpresse mit armiertem Stahlbronze-Cylinder.

erkennen, welche von den beiden Pumpencylindern nach dem T-Stücke führen, welches einerseits das Sicherheitsventil nach abwärts reichend enthält und andererseits an das zur Presse führende Pressrohr sich anschließt.

In Fig. 1 bis 3, Taf. XXVII, ist das Kopfstück einer hydraulischen Tuchpresse derart construirt, daß die als Säulen dienenden Zugtangen mit aufgeschweißten Bündeln in Vertiefungen eingelegt und durch vorgeschraubte Deckel angeschlossen sind.

Seller's füttert den gußeisernen Presscylinder seiner hydraulischen Räderpresse mit einem dünnwandigen Kupfercylinder, wie in Fig. 113, Text,\*) gezeichnet.

Von G. Sigl in Wien wurde eine hydraulische Ölpresse mit beiderseits offenem, durchaus ausgebohrtem Gußstahlcylinder ausgeführt,

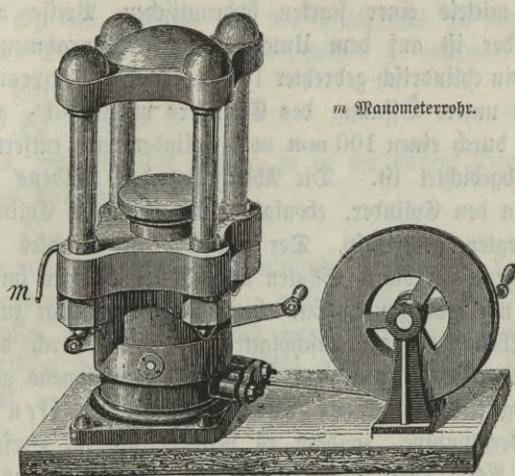


Fig. 115. Sterhydraulische Presse.

welche mit warm aufgezogenem gußeisernem Bodenstück und oberem Armierungsstück zum Säulenanschluss versehen, für 500 at Wasserdruck zur Anwendung kam. Hierbei betrug der Durchmesser des Presskolbens 400 mm; die Wandstärke des Presscylinders 80 mm; die ganze Länge des glatten Cylinders 880 mm und der totale Druck auf das Presspaket (Ölkuchen) 560.000 kg.

Von C. Dengg & Comp., Maschinenfabrik in Wien, wurde neuestens eine hydraulische Presse zur Fertigstellung des Schießpulvers für große

\*) Nach dem Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, von Franz Wencelides: „Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Eisen- und Metallbearbeitung“.

Geschütze unter einem Druck von 3000 t mit einem Presscylinder besonderer Construction ausgeführt; dieselbe ist in Fig. 114, Text,\*<sup>o</sup>) im verticalen Mittelschnitt dargestellt. Das Pressgestelle besteht aus dem gußeisernen Untersatz, dem gußeisernen Obertheil und den vier aus Bessmerstahl geschmiedeten Säulen. Die Entfernung der Säulen von Mittel zu Mittel beträgt 1360 mm, der Säulendurchmesser 320 mm. Der Presscylinder von 1000 mm lichtem Durchmesser besteht aus einem unten und oben offenen Stück Stahlbronze von 40 mm Wandstärke (im k. k. Arsenal in Wien erzeugt). Über diesen Cylinder sind 5 Ringe (Fretten) aus Gußstahl ohne Schweißnaht gewalzt (aus dem Werke „Bochum“) mittels einer starken hydraulischen Presse aufgezogen.\*\*<sup>o</sup>) Dieser Cylinder ist auf dem Untersatz des Pressrahmens derart aufgesetzt, daß ein cylindrisch gedrehter 150 mm hoher Vorsprung des Untersatzes in die untere Öffnung des Cylinders hineinreicht, gegen welchen der Cylinder durch einen 100 mm vom Cylinderrande entfernt eingelegten Lederstulp abgedichtet ist. Die Abdichtung des Kolbens erfolgt durch einen oben in den Cylinder, ebenfalls 100 mm vom Cylinderrande entfernt, eingelegten Lederstulp. Der Cylinder ist überdies mittels eines oben aufgesetzten, an die 4 Säulen angepaßten Ringes im Pressrahmen festgehalten, um dem ganzen Bau eine größere Stabilität zu geben. Auf dem Presskolben liegt die Tischplatte und wird durch diese der aufzugebene Pulverkuchen gegen das Kopfstück des Rahmens gepresst.

Die sogenannten „Sterchdraulischen Pressen“ haben keine eigentliche Presspumpe, sondern es befindet sich im Presscylinder eine Rolle, deren Achse durch eine Stopfbüchse abgedichtet aus dem Presscylinder hervortritt; auf diese Rolle wird ein durch eine zweite Stopfbüchse geführter Metalldraht aufgewunden, welcher die Flüssigkeit verdrängt und somit den Auswärtsgang des Presskolbens veranlaßt. Beim Niedergang des Kolbens wird der Draht wieder auf eine außen befindliche Rolle zurückgewunden.

Die bezügliche Construction ist an der in Fig. 115, Text, im perspectivischen Bilde dargestellten sterchdraulischen Presse von Desgoffe & Olivier in Paris zu ersehen.

\*) Nach der Wochenschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines Bzg. 1887, S. 218.

\*\*<sup>o</sup>) Die Wandstärke dieser Ringe wurde nach der Brin'schen Formel:

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \left( e^{\left( \frac{p}{S} \right)} - 1 \right), \text{ für die Beanspruchung } S = 12 \text{ kg/mm}^2 \text{ berechnet.}$$

3. **Dimensionsbestimmung.** Bei den Schrauben- oder Spindelpressen erfolgt die Dimensionsbestimmung der Spindel und zugehörigen Antriebtheile nach den bei den Schraubenwinden angegebenen Regeln für den auszuübenden Druck  $P_0$ .

Die Dimensionen der hydraulischen Presse richten sich nach dem totalen Druck  $P_0$  auf das Presspaket, und dieser setzt sich zusammen aus der Druckfläche  $F_0$  des Presspaketes und der Pressung  $p_0$  pro  $1 \text{ cm}^2$  derselben nach der Gl.

$$P_0 = F_0 \cdot p_0 \quad \dots \dots \dots (335^*)$$

Bei vertical aufwärts bewegtem Kolben ist zum Druck  $P_0$  noch das Gewicht  $G_0$  des Kolbens mit der Tischplatte zu zählen, um den totalen äußeren Druck  $P$  auf den Presskolben zu erhalten.

Es ist sohin

$$P = P_0 + G_0 \quad \dots \dots \dots (335a)$$

Kann  $G_0$  vernachlässigt werden, so ist der äußere Druck gleich dem Druck auf das Presspaket, also

$$P = P_0 \quad \dots \dots \dots (335b)$$

Schätzt man die Reibungswiderstände, welche sich der Bewegung des Presskolbens entgegensetzen und je nach der Manschettenhöhe und dem Kolbendurchmesser 5 bis 15 % des totalen Wasserdruckes  $P$  betragen können, auf 10 % des äußeren Druckes  $P^{**}$ , so ergibt sich der totale Wasserdruck  $P_1$  auf den Presskolben

$$P_1 = 1,1 P \quad \dots \dots \dots (336)$$

\*) Der Druck auf das Presspaket beträgt annähernd:

bei Ölpresen . . . . .  $p_0 = 200$  bis  $300 \text{ at}$ ,

„ Sadernpressen . . . . .  $p_0 = 20$  bis  $30 \text{ at}$ ,

„ Luchpressen . . . . .  $p_0 = 30 \text{ at}$ .

Der totale Druck auf die Nabeachse bei dem Abpressen der Räder bei Räderpressen beträgt

$$P_0 = 175000 \text{ bis } 200000 \text{ kg}$$

beim Aufpressen der Räder aber viel weniger.

Tangyes hydraulische Winde gewöhnlicher Größe trägt die Last

$$P_0 = 10000 \text{ kg.}$$

\*\*) Nach den Versuchen von *S i c k* ist die Manschettenreibung unabhängig von der Manschettenhöhe  $h_1$  und beträgt je nach der Beschaffenheit des Leders, wenn  $D_1$  den Kolbendurchmesser in Millimeter bezeichnet

$$R = 1,009 \cdot \frac{P_1}{D_1} \text{ bis } 2,48 \cdot \frac{P_1}{D_1}$$

also viel weniger und wohl zu wenig für gewöhnliche Fälle.

Bezeichnet nun  $D_1$  den Durchmesser des Presskolbens in Millimeter und  $p$  den Wasserdruck in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$ , so ist

$$P_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p \dots \dots \dots (337)$$

Der Wasserdruck  $p$  wird gewöhnlich innerhalb gewisser Grenzen angenommen, einerseits mit Rücksicht auf die Festigkeit und Dichtigkeit des Cylindermaterials und die Ausführbarkeit seiner Dimensionen, andererseits mit Rücksicht auf die Erhaltung der Lederdichtung und man findet deshalb bei gußeisernen Pressschlindern gewöhnlich 200 bis 300 at Wasserdruck, also im Mittel

$$p = 2,5 \text{ kg/mm}^2 \dots \dots \dots (338)$$

Um den gußeisernen Pressschlinder unter dem Stopfbüchsenhals nicht ausbohren zu müssen, wird er dort erweitert gegossen und kann man den lichten Durchmesser  $D$  der Erweiterung annähernd nehmen

$$D = 1,05 D_1 \text{ bis } 1,10 D_1 \dots \dots \dots (339^*)$$

Durch den Druck  $P$  beziehungsweise  $P_0$  wird der Fundamentrahmen, das Kopfstück und die Tischplatte sowohl bei einer Schraubepresse als auch bei einer hydraulischen Presse auf Biegung beansprucht und die Dimensionierung erfolgt am einfachsten derart, dass man sich auf Grund vorliegender Erfahrung oder einer Schätzung den Querschnitt frei dimensioniert und nachher aus der Festigkeitsformel die sich ergebende Beanspruchung  $S$  der stärksten gespannten Faser rechnet. Die Beanspruchung darf für Gußeisen bei Schraubepressen bis zu  $S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$  und bei hydraulischen Pressen wegen des vorhandenen Manometers und Sicherheitsventiles bis zu  $S = 4,5 \text{ kg/mm}^2$  betragen. Fällt letztere zu groß oder zu klein aus, so nimmt man entsprechende Veränderungen des gewählten Querschnittes vor.

Die Säulen einer stehenden Presse haben während des Stillstandes der Presse das Kopfstück zu tragen und sind während der Pressung auf

\*) Die Wandstärke des Pressschlinders wird nach den in der Note S. 237 angegebenen Festigkeitsformeln von Grashof oder Lamé berechnet, wobei man für Gußeisen äußerlich bis  $S = 6 \text{ kg/mm}^2$  und für Gußeistahl bis  $S = 15 \text{ kg/mm}^2$  nehmen kann.

Die Wandstärke  $d_1$  des hohlen gußeisernen Presskolbens vom äußeren Durchmesser  $D_1$  wird nach der Festigkeitsformel von Grashof, für hohen äußeren Druck

$$d_1 = \frac{1}{2} \cdot D_1 \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{S}} \right)$$

berechnet, wobei  $\frac{p}{S} < \frac{1}{2}$  vorausgesetzt ist und  $S = 7 \text{ kg/mm}^2$  genommen werden kann.

Zug beansprucht, wobei wieder mit Rücksicht auf das vorhandene Sicherheitsventil bei hydraulischen Pressen für Schmiedeeisen im kleinsten Querschnitt die Beanspruchung  $S = 6$  bis  $7,5 \text{ kg/mm}^2$ , dagegen bei Schraubendressen  $S = 5$  bis  $6 \text{ kg/mm}^2$  betragen kann.

Diese Säulen sind entweder mit Auflagbunden aus Schmiedeeisen hergestellt, an den Enden mit flachem Gewinde\*) versehen und in die geschlossenen Bohrungen des Rahmens und Kopfstückes eingeschoben, wie in Fig. 1, Taf. XXXIII, oder sie besitzen angeschweißte Bunde und sind von der Seite her in Schlitze eingelegt, welche nachträglich durch Deckel geschlossen werden, wie in Fig. 1 bis 3, Taf. XXVII, und Fig. 114, Text.\*\*)

Bei der hydraulischen Räderpresse Fig. 112, Text, sind bewegliche Zugstangen mit Ankerköpfen vorhanden, welche in entsprechende Schlitze eingelegt werden. Bei Sellers hydraulischer Räderpresse ist der Mittelständer verschiebbar, und als Zugstangen sind hochkantiggelegte flache schmiedeeiserne Schienen vorhanden, mit Keillöchern, und die Druckaufnahme erfolgt durch in diese Löcher eingeschobene Keile.

Die architektonische Ausschmückung, welche in vergangener Zeit oft und mitunter intensiv die Constructionen des Maschinenbaues beeinflusste,

\*) Das flache Gewinde dieser Zugstangen erhält gewöhnlich nicht mehr als 2 Gänge auf 1 Zoll englisch oder 10 Gänge auf 127 mm Gewindelänge und die gußeisernen Müttern erhalten die Höhe gleich 1,5 des äußeren Gewindedurchmessers.

Nach Reuleaux kann man für flachgängige Befestigungsschrauben die Steigung  $s$  für den äußeren Gewindedurchmesser  $d$  nehmen

$$s = 2 \text{ mm} + 0,09 d$$

und die Mutterhöhe

$$h = 1,5 d$$

und erhält hiernach den Durchmesser  $d_1$  des Gewindekernes

$$d_1 = d - s = 0,91 d - 2 \text{ mm}$$

womit für  $S = 2,8 \text{ kg/mm}^2$  die für eine Schraube zulässige totale Belastung

$$P = 2,2 d_1^2 \text{ und hieraus } d_1 = 0,67 \sqrt{P}$$

wie für scharfgängige Befestigungsschrauben. Die Schlüsselweite  $D$  kann man für  $d > 76,2 \text{ mm}$  nehmen

$$D = 5 \text{ mm} + 1,4 d \text{ bis } 7 \text{ mm} + 1,45 d$$

für  $d < 76,2$  ist sie in der Tabelle für scharfgängige Schrauben S. 20 zu entnehmen. Große Müttern werden aus Gußeisen hergestellt und an den Sechseckflächen nicht bearbeitet.

\*\*) Die den Zug aufnehmenden Bunde erhalten im Verhältnisse zum Zugstangendurchmesser  $d$  die Dimensionen:

$$\text{Äußerer Bunddurchmesser } D = 1,5 d,$$

$$\text{Bundhöhe } h = 1,1 d.$$

kann hier nicht unerwährt bleiben, da gerade die Schraubenpresse und die stehende hydraulische Presse ein häufig architektonisch verziertes Maschinenstück repräsentiert. Um die dünnen schmiedeeisernen Säulen zu maskieren, werden der Architektur wegen gußeiserne hohle Tragsäulen zwischen Fundamentrahmen und Kopfstück eingeschaltet, durch welche die den Pressdruck aushaltenden, also unverhältnismäßig viel stärker beanspruchten schmiedeeisernen Zugstangen hindurchgehen. Die Architektur im Maschinenbau in solcher Weise, und in besonderen Verzierungen zur Anwendung zu bringen, ist wohl, wenn von dem Bemalen und Bronzieren der Nähmaschinen und ähnlicher wirklicher Ausstattungsstücke des gesellschaftlichen Wohnraumes abgesehen wird, als ein überwundener Standpunkt zu bezeichnen. Hier gilt der Grundsatz, dass schön ist, was in einfachster Form unumwunden der gestellten Aufgabe zweckentsprechende Lösung gibt.

1. Beispiel. Es ist der Kolbendurchmesser und die Wandstärke des Presszylinders und Presskolbens einer hydraulischen Presse nach Fig. 1 bis 8, Taf. XXXIII, für den maximalen Druck auf das Presspaket gleich  $P_0 = 124400 \text{ kg} = 124,4 \text{ t}$  zu berechnen.

Schätzt man das Gewicht

$$G_0 = 0,009 \cdot P_0 = 1120 \sim 1100 \text{ kg}$$

so ist

$$P = 125500 \text{ kg}$$

und mit 10 % Reibungswiderständen nach Gl. (336) der totale Wasserdruck auf den Kolben

$$P_1 = 1,1 \cdot P = 1,1 \cdot 125500 = 138050 \sim 138000 \text{ kg.}$$

Durch Substitution dieses Wertes in die Gl. (337), wenn man den von der Presspumpe erzeugten Wasserdruck nach Gl. (338) gleich  $250 \text{ at}$  setzt, also

$$p = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

nimmt, erhält man die Kolbenfläche

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 = \frac{P_1}{p} = \frac{138000}{2,5} = 55200 \text{ mm}^2$$

und hieraus den Kolbendurchmesser

$$D_1 = 265,1 \sim 265 \text{ mm}$$

somit wird nach Gl. (339) der lichte Cylinderdurchmesser

$$D = 1,05 D_1 = 1,05 \cdot 265 = 278,25 \sim 280 \text{ mm}$$

und hiermit die Wandstärke  $\delta$  des Cylinders

a) nach der Festigkeitsformel von Grashof (Note S. 237) für

$$m = 4$$

$$S = 6 \text{ kg/mm}^2$$

$$p = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$D = 280 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \left( -1 + \sqrt{\frac{m \cdot S + (m-1) \cdot p}{m \cdot S + (m+1) \cdot p}} \right) = 91,7 \text{ mm}$$

b) nach der Festigkeitsformel von Lamé für

$$S = 6 \text{ kg/mm}^2$$

$$p = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$D = 280 \text{ mm}$$

$$\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \left( -1 + \sqrt{\frac{S+p}{S-p}} \right) = 77,8 \text{ mm}$$

und wenn man einen Mittelwert nimmt

$$\delta = 85 \text{ mm.}$$

Die Wandstärke des Presskolbens ergibt für den äußeren Durchmesser desselben

$$D_1 = 265 \text{ mm}$$

und

$$p = 2,5 \text{ at}$$

$$S = 7 \text{ kg/mm}^2$$

nach der Festigkeitsformel (Note S. 286)

$$\delta_1 = \frac{1}{2} \cdot D_1 \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{S}} \right) = 61,75 \sim 60 \text{ mm.}$$

2. Beispiel. Es sind die Dimensionen der schmiedeeisernen Säulen der Presse des vorstehenden 1. Beispiels für  $P_0 = 124400 \text{ kg}$  zu bestimmen.

Schätzt man das Gewicht des Kopfstüdes

$$G = \frac{1}{100} \cdot P_0 = 1244 \text{ kg,}$$

so entfällt auf jede Zugstange der Zug

$$P = \frac{1}{4} \cdot (P_0 - G) = \frac{1}{4} \cdot (124400 - 1244) = \frac{123156}{4} = 30790 \sim 31000 \text{ kg}$$

und hieraus folgt der kleinste Querschnitt der Säule, d. i. der Durchmesser  $d_1$  des Gewindefernes für  $S = 7 \text{ kg/mm}^2$

$$\left( \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \right) = \frac{P}{S} = \frac{31000}{7} = 4430 \text{ mm}^2$$

$$d_1 = 75,2 \text{ mm.}$$

Aus der Gleichung (Note S. 287)

$$d_1 = 0,91 d - 2 \text{ mm}$$

ergibt sich hiermit der äußere Gewindeburchmesser

$$d = \frac{d_1 + 2 \text{ mm}}{0,91} = \frac{75,2 + 2}{0,91} = 84,8 \sim 85 \text{ mm}$$

welcher auch als Säulendurchmesser beizubehalten ist. Es ergibt sich nun die Steigung des flachen Gewindes

$$s = 2 \text{ mm} + 0,09 d = 2 + 0,09 \cdot 85 = 9,65 \text{ mm}$$

welche auf das nächste englische Maß abgerundet

$$s = \frac{3}{8} \text{ Zoll englisch}$$

ergibt, wonach die Anzahl der Gewindegänge auf 1 Zoll englisch

$$n = \frac{1}{s} = \frac{8}{3}$$

Die Höhe der Mutter wird

$$h = 1,5 d = 1,5 \cdot 85 = 127,5 \sim 125 \text{ mm}$$

und die Schlüsselweite

$$D = 7 + 1,45 d = 7 + 1,45 \cdot 85 = 123,25 \sim 125 \text{ mm}.$$

3. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob das Kopfstück zur hydraulischen Presse des vorstehenden 1. Beispiels nach den gewählten, in Fig. 1, 5 und 6, Taf. XXXIII, otierten Dimensionen hinreichend fest ist.

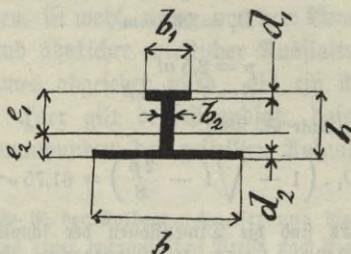


Fig. 116. Schematische Darstellung des Kopfstück-Querschnittes.

Der gewählte Querschnitt entspricht jenem der Fig. 116, Text, wenn die beiden verticalen Rippen in die Mitte zusammengedrückt werden und die kleinen Deckenversteifungsrippen außer Betracht bleiben. Hierfür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{3} \cdot [b_1 \cdot e_1^3 - (b_1 - b_2) \cdot (e_1 - d_1)^3 + b \cdot e_2^3 - (b - b_2) \cdot (e_2 - d_2)^3]$$

und die Entfernung der stärksten gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e_1 = \frac{b d_2 (2h - d_2) + b_1 d_1^2 + b_2 [(h - d_2)^2 - d_1^2]}{2 \cdot [b d_2 + b_1 d_1 + b_2 (h - d_1 - d_2)]}$$

$$e_2 = h - e_1$$

durch Substitution der Werte nach der Cotierung in der Zeichnung, und zwar:

$$b = 630 \text{ mm}; b_1 = 320 \text{ mm}; b_2 = 100 \text{ mm};$$

$$h = 420 \text{ mm}; d_1 = 50 \text{ mm}; d_2 = 50 \text{ mm}$$

erhält man hieraus

$$e_1 = 246 \text{ mm}$$

$$e_2 = h - e_1 = 174 \text{ mm}$$

$$W = 1805120000$$

$$Z = \frac{W}{e_1} = 7337900$$

Wird nun das Presspactet nicht als auf seiner ganzen Fläche an das Kopfstück anliegend vorausgesetzt, sondern der ungünstigere Fall des Kraftangriffes in der Mitte der Länge  $l = 1160$  zwischen den Schraubenmitteln, so gilt die Festigkeitsgleichung

für die Beanspruchung durch den um das Gewicht des Kopfstückes  $G = \frac{1}{100} P_0$  verminderten Druck auf das Presspaket, also durch die Kraft

$$P = P_0 - G = P_0 - \frac{1}{100} P_0 = 123156 \text{ kg}$$

$$\frac{P \cdot l}{4} = S \cdot Z = S \cdot \frac{W}{e_1}$$

woraus

$$S = \frac{123156 \cdot 1160}{4 \cdot 7337900} = 4,86 \text{ kg/mm}^2.$$

Da nun bei dieser Rechnung die Deckenversteifungsrippen außer Betracht blieben, welche den Wert der Beanspruchung  $S$  der bereits das zulässige Maximum  $S = 4,5 \text{ kg/mm}^2$  ein wenig übersteigt, reducieren und der ungünstigste Fall der Belastung ins Auge gefasst wurde, so kann der Querschnitt als hinreichend fest beibehalten werden.

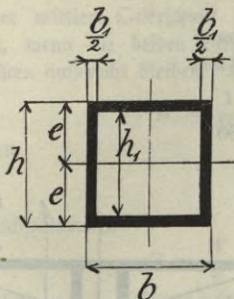


Fig. 117.

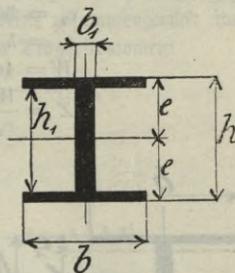


Fig. 118.

4. Beispiel. Für den Hohlquerschnitt Fig. 117, Text, der Ständer der hydraulischen Räderpresse Fig. 111, Text, welcher mit dem durch Zusammenschieben der Seitenwände in die Mitte erhaltenen Rippenquerschnitt Fig. 118, Text, hinsichtlich der in Betracht stehenden Beanspruchung auf Biegung übereinstimmt, ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{12} \left\{ b h^3 - (b - b_1) h_1^3 \right\}$$

und die Entfernung der stärksten gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e = \frac{h}{2}$$

somit der Querschnittsmodul

$$Z = \frac{W}{e} = \frac{1}{6h} \left\{ b h^3 - (b - b_1) h_1^3 \right\}$$

$$\frac{P \cdot l}{4} = S \cdot Z$$

$$S = \frac{P \cdot l}{4 \cdot Z}$$

5. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob die Tischplatte der hydraulischen Presse Taf. XXXIII hinreichend fest ist.

Die Tischplatte hat den Querschnitt nach Fig. 119, Text, wenn die 3 Rippen in die Mitte zusammengedrückt werden und die Randversteifungsrippen außer Betracht bleiben. Diefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{3} \left\{ b [e_2^3 - (e_2 - h_1)^3] + b_1 [e_1^3 + (e_2 - h_1)^3] \right\}$$

und die Entfernung der stärksten gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e_2 = \frac{b h_1^2 + b_1 (h - h_1) (h + h_1)}{2 [b h - (b - b_1) (h - h_1)]}$$

und hiermit

$$e_1 = h - e_2$$

Durch Substitution der Werte nach der Zeichnung, und zwar:

$$b = 800 \text{ mm}; b_1 = 45.3 = 135 \text{ mm}$$

$$h = 125 \text{ mm}; h_1 = 45 \text{ mm}$$

erhält man hieraus

$$e_2 = 36,9 \sim 37 \text{ mm}$$

$$e_1 = h - e_2 = 88 \text{ mm}$$

$$W = 44287200$$

$$Z = \frac{W}{e_2} = 1197000$$

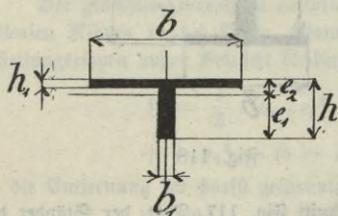


Fig. 119.

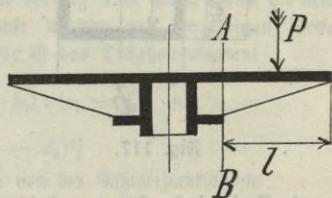


Fig. 120.

Wird nun das Presspaket mit seiner ganzen Fläche auf die Tischplatte aufliegend und sohin der Druck auf diese gleichmäßig vertheilt vorausgesetzt, so ist für den gefährlichen Querschnitt bei  $AB$  Fig. 120, Text, wenn  $P$  den Theil des auf die freie, nicht unterstützte Länge  $l$  des Tisches entfallenden Druckes bezeichnet und  $S$  die Beanspruchung

$$P \cdot \frac{l}{2} = S \cdot Z$$

Ist nun nach der Zeichnung  $l = 300 \text{ mm}$  und nach einer Schätzung  $P = 0,3 P_0 = 0,3 \cdot 124400 = 37320 \text{ kg}$  so ergibt sich

$$S = \frac{37320 \cdot 150}{1197000} = 4,68 \text{ kg/mm}^2$$

Es ist mithin, da  $S$  durch die Randversteifungsrippen noch etwas herabgemindert wird, die Tischplatte genügend stark dimensioniert.

6. Beispiel. Es ist zu untersuchen, ob der mittlere Querschnitt des Fundamentrahmens der hydraulischen Presse Taf. XXXIII passend dimensioniert ist.

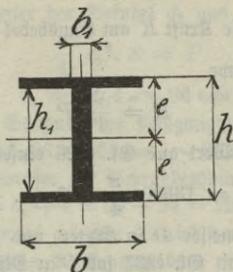


Fig. 121.

Der mittlere Querschnitt des Fundamentrahmens ist durch Fig. 121, Text, dargestellt, wenn die beiden Stege in der Mitte zusammengedrückt werden und die Arbeitsleisten aufracht bleiben. Hierfür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{12} [bh^3 - (b - b_1) h_1^3]$$

und wegen

$$e = \frac{h}{2}$$

der Querschnittsmodul

$$Z = \frac{W}{e} = \frac{1}{6h} [bh^3 - (b - b_1) h_1^3]$$

durch Substitution der Werte nach der Zeichnung, und zwar:

$$b = 300 \text{ mm}; b_1 = 100 \text{ mm}$$

$$h = 520 \text{ mm}; h_1 = 420 \text{ mm}$$

erhält man hieraus

$$Z = \frac{W}{e} = 8687200$$

Setzt man nun den Angriff der Kraft gleich dem um das Gewicht des Kopfstückes verminderten Druck auf das Presspaket  $P = P_0 - G = P_0 - \frac{1}{100} P_0$  also  $P = 123156 \text{ kg}$  in der Mitte der Länge  $l = 1160 \text{ mm}$  zwischen den Schraubennitteln voraus, so ist

$$\frac{P \cdot l}{4} = S \cdot Z$$

und hieraus

$$S = \frac{123156 \cdot 1160}{4 \cdot 8687200} = 4,11 \text{ kg/mm}^2$$

Für gleiche Beanspruchung mit dem Kopfstück und der Tischplatte nach dem vorhergehenden 3. und 4. Beispiele könnten sonach die Querschnittsdimensionen noch ein wenig kleiner genommen werden, doch erscheint es ganz zweckmäßig, für diesen seitlich minder versteiften Querschnitt  $S$  etwas kleiner zu nehmen.

7. Beispiel. Wie groß ist der Wirkungsgrad von Tangyès hydraulischer Winde, wenn mit Rücksicht auf den kleinen Durchmesser des Presskolbens  $D_1$  die Reibungswiderstände der Kolbenbewegung mit 15 % der Last  $Q$  angenommen werden?

Es ist nach Gl. (227) die Kraft  $K$  am Handhebel für das Hebelverhältnis  $\left(\frac{l}{l'}\right)$  des Kraftangriffes in der Pumpe

$$K = \frac{l}{l'} \cdot P$$

und wenn man für  $P$  seinen Wert aus Gl. (226) einsetzt auch

$$K = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \cdot \frac{l}{l'}$$

wobei der Pumpenkolbendurchmesser  $D$  in Meter und  $p$  in Atmosphären einzusetzen ist. Für den Zusammenhang mit Gl. (337) soll  $D$  in Millimeter und  $p$  in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$  ausgedrückt erscheinen und hiefür ergibt sich

$$K = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^2}{1000^2} \cdot p \cdot 100 \cdot \frac{l}{l'} = 1,33 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \cdot \frac{l}{l'}$$

hieraus folgt der Wasserdruck in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{K}{1,33 \cdot D^2} \cdot \frac{l'}{l}$$

und durch Substitution in Gl. (337) der totale Wasserdruck auf den Presskolben

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot p = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{K}{1,33 \cdot D^2} \cdot \frac{l'}{l} = \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot \frac{K}{1,33}$$

Nimmt man hierzu nach Gl. (336) mit  $Q$  statt  $P_1$  und 15 % Reibung

$$P = 1,15 \cdot Q$$

so erhält man

$$Q = \frac{1}{1,15} \cdot P = \frac{1}{1,15} \cdot \frac{1}{1,33} \cdot \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot K = 0,65 \cdot \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot K$$

und es ist somit der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,65$$

weil ohne Rücksicht auf die Widerstände der Bewegung

$$Q = \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{l'}{l} \cdot K$$

sich ergeben würde.

8. Beispiel. Es ist eine Schraubenpresse nach Fig. 1 bis 7, Taf. XXXII, für 75000 kg maximale auszuübende Pressung zu construieren u. zw. für folgende durch die Größe des Presspaketes bedingte Hauptdimensionen:

$H = 1500 \text{ mm}$  = lichte Höhe des Laderaumes,

$h = 750 \text{ mm}$  = Hub der Pressplatte,

$E_1 = 1200 \text{ mm}$  = Säulenentfernung von Mittel zu Mittel.

$E_2 = 810 \text{ mm}$  = Säulenentfernung von Mittel zu Mittel.

Die Dimensionen des Spindelantriebes sind zu berechnen.

Es ist, wenn das Gewicht der Schraubenspindel und Pressplatte vernachlässigt wird, der Druck  $P$  welcher durch die Schraubenspindel nach aufwärts auf das Kopfstück übertragen wird, gleich dem Druck auf das Presspaket, nämlich

$$P = 75000 \text{ kg.}$$

Wählt man für die auf Druck beanspruchte, aus Gußstahl hergestellte Schraubenspinde im Gewindefern die maximale zulässige Beanspruchung (S. 78)

$$S = 10,5 \text{ kg/mm}^2$$

so ergibt sich der Kerndurchmesser der Spindel  $d_1$  aus der Gleichung

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot S = P$$

$$d_1 = 95,4 \sim 96 \text{ mm}$$

und hiefür nach Gl. (93) die Steigung der flachgängigen Schraubenspinde

$$s = 0,25 \cdot d_1 = 0,25 \cdot 96 = 24 \text{ mm} \sim 25,4 \text{ mm} = 1 \text{ Zoll engl.}$$

also der äußere Gewindeburchmesser der Schraubenspinde

$$d = d_1 + s = 96 + 24 = 120 \text{ mm}$$

für den der Ausführung zugrunde gelegten Antrieb der Schraubenspinde durch 3fache Räderüberetzung mit dem totalen Wirkungsgrade  $\eta$  ergibt sich die am Handrade oder Grifftrade vom Halbmesser  $a$  auszuübende Kraft  $K$  analog der Gl. (97) im Zusammenhalt mit Gl. (90) aus der Gl.

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2\pi a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6} \cdot Q$$

wobei  $Q = 75000 \text{ kg}$  der maximal auszuübende Druck auf das Presspadet ist.

Setzt man nun voraus, daß zu Ende der Pressung 2 Männer mit je 27 kg am Halbmesser  $a$  des Grifftrade wirken, so ist

$$K = 2 \cdot 27 = 54 \text{ kg.}$$

Wählt man ferner  $a = 600 \text{ mm}$ , und nimmt für das Steigungsverhältnis ( $s : 2\pi r$ ) = 25,4 : (2π · 54) = 0,075 nach der Tabelle S. 77 den Wirkungsgrad der Schraubenspinde

$$\eta_1 = 0,342$$

und schätzt mit Hilfe der Tabellen, S. 81, die Wirkungsgrade jeder der 3 Vorgelegewellen gleich jenem jeder der drei Räderpaare

$$\eta_2 = 0,96$$

so erhält man als totalen Wirkungsgrad der Schraubenspinde annähernd

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^3 = 0,342 \cdot 0,783 = 0,268$$

und hiermit die Räderüberetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{s \cdot Q}{\eta \cdot K \cdot 2\pi a} = \frac{25,4 \cdot 75000}{0,268 \cdot 54 \cdot 3770} = 34,9$$

hierbei ist die Reibung des in der Radnabe festen Federkeiles in der Nuth der Schraubenspinde noch in Betracht zu ziehen, welche mit dem Reibungs-Coefficienten  $\varphi = 0,18$  am mittleren Halbmesser  $r = 54 \text{ mm}$  die Kraft  $K$  am Grifftradehalbmesser um den Betrag  $\varphi \cdot \frac{s}{2\pi r} \cdot K$  erhöht, so daß diese

$$\left(1 + \varphi \frac{s}{2\pi r}\right) \cdot K = 1,014 \cdot K$$

wird, oder falls  $K = 54 \text{ kg}$  unverändert bleiben soll, die 1,014 Vergrößerung der Räderüberetzung, in gleichem Maße erfolgen muß, nämlich

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} = 34,9 \cdot 1,014 = 35,4 \sim 36$$

Diese totale Näderübersetzung ergibt sich für passende Einzelübersetzungen mit den Zähnezahlen

$$z_1 = 11; z_2 = 44; z_3 = 11; z_4 = 22; z_5 = 12; z_6 = 54.$$

Es ergeben sich hiermit die Wellendurchmesser und Zahnradimensionen wie folgt:

Der Durchmesser  $d_1'$  der Handradwelle für das Torsionsmoment

$$K \cdot a = 54 \cdot 600 = 32400$$

nach der Tabelle S. 18 für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$

$$d_1' = 45 \text{ mm}$$

an dessen Stelle die verlängerte Nabe des Getriebes  $z_1$  als hohle gusseiserne Welle am feststehenden Stirnzapfen lose drehbar ausgeführt wird, wie in Fig. 1, Taf. XXXII, gezeichnet ist; ferner für  $b = 2t$ ;  $S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$  die Stichzahl und Theilung für das Getriebe  $z_1$  und das Stirnrad  $z_2$  nach der Tabelle S. 84 mit

$$\left(\frac{t}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{32400}{11} = 2946$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 12; t = 37,699 \text{ mm}; b = 2t = 75,4 \sim 75 \text{ mm}$$

und somit der Radhalbmesser

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot 12 = 66 \text{ mm}$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{44}{2} \cdot 12 = 264 \text{ mm}$$

Hiermit wird der Zahndruck im Theilkreise von  $z_1$  und  $z_2$  mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände

$$P_1 = \frac{K \cdot a}{R_1} = \frac{32400}{66} = 491 \text{ kg},$$

und demnach der Wellendurchmesser  $d_2'$  des Rades  $z_2$  für das Moment

$$(PR) = P_1 \cdot R_2 = 491 \cdot 264 = 129624$$

nach der Tabelle S. 18 für  $S' = 2 \text{ kg/mm}^2$

$$d_2' = 70 \text{ mm}$$

ferner wieder für  $b = 2t$ ;  $S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$  die Stichzahl und Theilung für das Getriebe  $z_3$  und das Regelrad  $z_4$  nach der Tabelle S. 84 mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{P_1 R_2}{z_3}\right) = \frac{129624}{11} = 11784$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 20; t = 62,832 \text{ mm}; b = 2t = 125,7 \sim 125 \text{ mm}$$

und somit die Radhalbmesser

$$R_3 = \frac{z_3}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot 20 = 110 \text{ mm}$$

$$R_4 = \frac{z_4}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{22}{2} \cdot 20 = 220 \text{ mm}$$

Hiermit wird wieder der Zahndruck im Theilkreise von  $z_3$  und  $z_4$  mit Vernachlässigung der Reibungswiderstände, beziehungsweise entsprechend größerer Sicherheit in der Dimensionsbestimmung

$$P_3 = \frac{P_1 R_2}{R_3} = \frac{129624}{110} = 1178 \text{ kg}$$

und demnach der Wellendurchmesser  $d'_3$  des Rades  $z_4$  für das Moment

$$(PR) = P_3 R_4 = 1178 \cdot 220 = 259160$$

mit Abrundung nach unten hin, weil die Widerstände außer Betracht blieben

$$d'_3 = 85 \text{ mm}$$

endlich wieder für  $b = 2t$ ;  $S = 2,5 \text{ kg/mm}^2$  die Stichzahl und Theilung für das Getriebe  $z_5$  und das Stirnrad  $z_6$  nach der Tabelle S. 84 mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{P_3 R_4}{z_5}\right) = \frac{259160}{12} = 21597$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 24; t = 75,398; b = 2t = 150 \text{ mm}$$

und somit die Radhalbmesser

$$R_5 = \frac{z_5}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 6 \cdot 24 = 144 \text{ mm}$$

$$R_6 = \frac{z_6}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 27 \cdot 24 = 648 \text{ mm}$$

Es können nun die Wirkungsgrade der Zahnräder und Vorgelegewellen zur Controle näher bestimmt werden, und zwar ist der Wirkungsgrad der Zahnräder  $z_5$  und  $z_6$  für das Übersetzungsverhältnis  $i = z_5 : z_6 = 12 : 54 = 0,22$  und die Zähnezahls des Getriebes  $z_5 = 12$  nach der Tabelle S. 81

$$\eta_2 = 0,967$$

ferner der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle  $d'_3$  für das Zapfenverhältnis  $r : R_1 = 0,5 d'_3 : R_5 = 42,5 : 144 = 0,3$  und das Hebelverhältnis  $R_1 : a = R_5 : R_4 = 144 : 220 = 1 : 1,5$

$$\eta_3 = 0,96$$

ferner der Wirkungsgrad der Zahnräder  $z_3$  und  $z_4$  für das Übersetzungsverhältnis  $i = z_3 : z_4 = 0,5$  und die Zähnezahls des Getriebes  $z_3 = 11$

$$\eta_4 = 0,956$$

ferner der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle  $d'_2$  für das Zapfenverhältnis  $r : R_1 = 0,5 d'_2 : R_3 = 0,3$  und das Hebelverhältnis  $R_1 : a = R_3 : R_2 = 1 : 2,4$

$$\eta_5 = 0,965$$

ferner der Wirkungsgrad der Zahnräder  $z_1$  und  $z_2$  für das Übersetzungsverhältnis  $i = z_1 : z_2 = 0,25$  und die Zähnezahls  $z_1 = 11$

$$\eta_6 = 0,956$$

endlich der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle  $d'_1$  für das Zapfenverhältnis  $r : R_1 = 0,5 d'_1 : R_1 = 0,35$  und das Hebelverhältnis  $R_1 : a = 66 : 600 = 1 : 9$

$$\eta_7 = 0,97$$

hiermit ergibt sich, wenn die verhältnismäßig unbedeutende Reibung an der Schrauben-  
spindel vernachlässigt wird, der totale Wirkungsgrad der Schraubenpresse

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 = 0,27$$

welcher mit dem in die Rechnung einbezogenen Wirkungsgrade

$$\eta = 0,268$$

hinreichend genau übereinstimmt, so dass die berechneten Dimensionen für die Ausführung beibehalten werden können.

4. Herstellung der Pressen. Als Gussstück specieller Art erscheint bei der hydraulischen Presse der Presscylinder, dessen Herstellung die größte Sorgfalt verlangt und durch häufig vorkommende Ausschussstücke oft beträchtlich vertheuert wird derart, dass man gusseiserne Presscylinder, welche eine gewisse Größe überschreiten, nur aus bestimmten, im Guss solcher Cylinder renommierten Eisenwerken beziehen kann.

Mit Rücksicht auf die in erster Linie verlangte Dichtigkeit des Presscylinders, soll daran an den vom Druckwasser direct bespülten Flächen die Gushaut möglichst gewahrt bleiben und die Bearbeitung nur soweit vorgenommen werden, als sie zur Führung des Plungerkolbens im Cylinder unbedingt erforderlich ist und ist ferner an den zu bearbeitenden Stellen ein möglichst dichtes Gussmaterial anzustreben. Um letzteres zu erreichen, wird der Presscylinder mit dem Stopfbüchsenhalse nach unten geformt und ein möglichst hoher Anguss (verlorener Kopf, Maßlotte) auf dem Cylinderboden aufgegossen und die Kühlung nach dem Gusse mit Vorsicht vorgenommen, um falsche Spannungen zu vermeiden. Durch das Abhauen des Angusses entsteht der in Fig. 1, Taf. XXXIII, am Cylinderboden ersichtliche Ansatz.

Durch besondere Kühlvorrichtungen kann man den Cylinder nach dem Gusse innen rascher abkühlen, wodurch an der Innenwandung das Material sich früher zusammenzieht und durch das später erkaltende äußere Material gepresst wird, derart, dass es schon einen ziemlichen inneren Druck aushält, bis die Pressung aufgehoben wird, wonach erst Spannung eintritt. Solches Material verträgt deshalb auch einen höheren Wasserdruck in Atmosphären; die zulässige Höhe desselben aber hängt wohl zumeist vom Zufall ab und es ist deshalb im allgemeinen der angegebene Druck von 200 bis 300 *at* nicht zu überschreiten und des reinen dichten Gusses wegen besser einen etwas niedrigeren Druck und größeren Kolbendurchmesser anzuwenden und das gewöhnliche Gussverfahren einzuhalten.

Die Sellers'sche Ausführung mit Kupferausfütterung (Fig. 113, Text) und die Anwendung des Gussstahlcylinders, sowie des armierten Stahlbronzecylinders (Fig. 114, Text) für höheren Druck, wurde schon besprochen.

Bei gusseisernen Cylindern sind hinsichtlich der Formgebung, wie auch stets anderwärts, scharfe Querschnittsilbergänge zu vermeiden und ist namentlich der runde Bodenansatz, wie in Fig. 1, Taf. XXXIII, gezeichnet, zu empfehlen.

Um nicht einen unnöthig großen Theil des ausgebohrten und zur Führung des Kolbens dienenden Theiles des Cylinders unter Druck zu stellen, wird die Ledermanschette möglichst tief in den Cylinder hinein, also möglichst nahe an den nicht ausgebohrten Theil des Cylinders gelegt.

Das Ausbohren des mit Ansätzen versehenen Presscylinders im Stopfbüchsenhals erfolgt am besten auf der Horizontal-Bohrmaschine, das Abdrehen glatter Cylinder, das Ausbohren derselben und das Abdrehen und Einpassen des Presskolbens auf der Egalirerdrehbank. Die Tischplatte wird oben auf der Hobelmaschine gehobelt und unten an den Paßleisten auf der Plandrehbank abgedreht und auf den Presskolben aufgepaßt.

Nach vollendeter Bearbeitung wohl äußerlich fehlerfrei aber undicht sich erweisende gußeiserne Presscylinder können durch eingeschmolzenes und eingepreßtes Colophonium noch nachträglich dicht gemacht werden.

Die übrigen Gußmodelle der Pressen werden, wie immer, im Schwindmaß angefertigt und zum Bearbeiten wird nur an den zu bearbeitenden Stellen zugegeben. Um diese Bearbeitung auf das geringste erforderliche Maß zu beschränken, müssen an den Paßflächen entsprechend große Paßleisten angebracht werden.

Die Säulen werden bei Schraubenpressen und insbesondere bei verticalen hydraulischen Pressen durchaus blank gedreht, gewöhnlich aber nicht im Durchmesser, sondern nur zwischen festen Bunden und Paßleisten in das Kopfstück und den Fundamentrahmen eingepaßt. Oft ist daran der Tisch geführt, wie in Fig. 3, Taf. XXXIII, gezeichnet.

Die Ledermanschetten und Lederstulpe zur Dichtung werden aus eingeweichtem Leder in entsprechenden eisernen Formen gepreßt.

Die Aufstellung der Presse erfolgt entweder unmittelbar auf dem Quaderfundament, mit Cement untergossen, wie in Fig. 1 und 2 auf Taf. XXXII oder auf Holzbalken über gemauertem Fundament, wie in Fig. 1, 5 und 8. Taf. XXXIII, gezeichnet. Um bei hydraulischen Pressen zum Rohranschluss gelangen zu können, wird im Fundament ein Zugang ausgespart, falls nicht das Rohr von oben eingeführt wird.

Bei der Montierung einer Presse nach Fig. 1 bis 8, Taf. XXXIII, ist eine genau regulierte Wasserwaage zu verwenden und der Cylinder mit aller Sorgfalt so aufzustellen, daß seine Achse vertical, also die deshalb zur Achse senkrecht angeordnete als Paßleiste ausgebildete Stirnfläche horizontal steht.

## VIII. Die Accumulatoren.

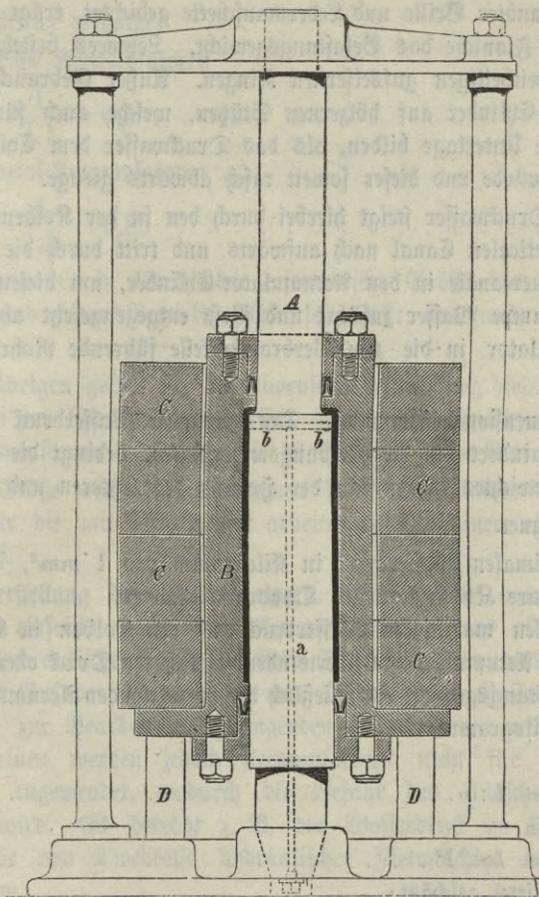
1. Zweck und Arten der Accumulatoren. Zum Betrieb hydraulischer Pressen für besondere Zwecke und von Werkzeugmaschinen, welche mit hydraulischem Druck arbeiten, sowie endlich für den Betrieb der hydraulischen Krähne in den Bessmerhütten ist es nöthig, einen Vorrath von Druckwasser anzusammeln, um im Augenblick des Bedarfes mehr zur Verfügung zu haben, als die Pumpe bei continuierlichem Gange in der gleichen Zeit zu liefern vermöchte, aber auch um Druckwasser unter constantem Drucke zu haben. Zur Ansammlung solchen Druckwassers dienen die Accumulatoren, welche alle auf dem gleichen Principe der hydraulischen Presse beruhen, indem aus dem feststehenden Cylinder der Kolben unter entsprechender Belastung vertical aufwärts geschoben wird oder über dem feststehenden Kolben der Cylinder, um dem von der Pumpe gelieferten Druckwasser Platz zu gewähren. Ist hierbei ein gewöhnlicher Plungerkolben vorhanden, so hat man einen gewöhnlichen Accumulator; geht hingegen die feststehende Kolbenstange, welche unten in ihrer Verstärkung den Kolben repräsentiert, oben als Führungsstange durch den beiderseits offenen und durch Stopfbüchsen mit Ledermanschetten abgedichteten Cylinder hindurch, so hat man einen Differenzial-Accumulator.

Differenzial-Accumulatoren werden auch zum Betrieb der als hydraulische Pressen construirten Werkzeugmaschinen angewendet. Um bei letzteren die Accumulatoren regelrecht in Betrieb zu erhalten, kommen noch besondere Vorrichtungen zur Anwendung, welche die Pumpe selbstthätig abstellen, sobald der Accumulator-Cylinder in seiner höchsten Lage anlangt, und die Pumpe wieder in Gang setzen, sobald der Accumulator-Cylinder sinkt.

2. Haupttheile der Accumulatoren. Nach dem Vorstehenden besteht der Accumulator der Hauptsache nach aus drei Theilen, dem Accumulator-Cylinder, dem Kolben und dem Belastungsgewicht.

Beim gewöhnlichen Accumulator ist der nach aufwärts bewegliche Theil oben mit einem Querstück versehen, an welchem das Belastungsgewicht seine Stütze findet, welches aber zugleich an entsprechend festgestellten verticalen Schienen zur Geradföhrung dient, um gegen das Rutschen Schutz zu gewähren.

Ein Differenzial-Accumulator ist in Fig. 122, Text, dargestellt.\*) Der Differenzialfolben ist in der Fundamentplatte und im



A Differenzialfolben. B Accumulator-Cylinder, C Belastungsgewicht. D Hölzerne Stützen. a Verticaler Zu- und Abflussscanal des Druckwassers. b Quercanäle für den Durchgang des Druckwassers.

Fig. 122. Differenzial-Accumulator von Tredwell.

\*) Nach dem Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876: „Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Eisen- und Metall-Bearbeitung“ von Franz Wencelides, Wien 1877. Siehe auch Dingers polytechnisches Journal, Bd. 229, Jhg. 1878

oberen Querstück vertical gelagert und letzteres ruht auf zwei Säulen, die unten in der Fundamentplatte befestigt sind. Der über die Säule geschobene Accumulator-Cylinder, oben und unten durch Stopfbüchsen mit angeschraubter Brille und Ledermanschette gedichtet, trägt auf breiter angeglossener Flansche das Belastungsgewicht. Letzteres besteht hier aus mehreren zweitheiligen gußeisernen Ringen. Außer Gebrauch ruht der Accumulator-Cylinder auf hölzernen Stützen, welche auch für den Fall eine elastische Unterlage bilden, als das Druckwasser dem Cylinder rasch entnommen würde und dieser soweit rasch abwärts gieng.

Das Druckwasser steigt hierbei durch den in der Kolbenstange vorhandenen verticalen Canal nach aufwärts und tritt durch die oben vorhandenen Quercanäle in den Accumulator-Cylinder, um diesen zu heben, wenn die Pumpe Wasser zuführt und fließt entgegengesetzt ab, um aus dem Accumulator in die zur Verbrauchsstelle führende Rohrleitung zu gelangen.

3. Dimensionsbestimmung. Der maximale Wasserdruck  $P$  auf den Kolben, vermindert um die Reibungswiderstände, bedingt die Größe des Belastungsgewichtes in Hinsicht der Hebung des letzteren und umgekehrt.

Bezeichnet

$p$  den maximalen Wasserdruck in Kilogramm pro  $1 \text{ mm}^2$ ,

$F$  die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmillimeter,

$P_1$  den totalen maximalen Wasserdruck auf den Kolben in Kilogramm,

$P$  den vom Accumulator zu überwindenden äußeren Druck oder das totale Belastungsgewicht einschließlich der mitwirkenden Accumulatortheile, in Kilogramm,

so ist

$$P_1 = F \cdot p \dots \dots \dots (340)$$

und allgemein

$$P_1 = k_1 \cdot P \dots \dots \dots (341)$$

wobei im Mittel geschätzt:

für gewöhnliche Accumulatoren

$$k_1 = 1,1 \dots \dots \dots (342)$$

für Differenzial-Accumulatoren

$$k_1 = 1,2 \dots \dots \dots (343)$$

hingegen ergibt sich der totale Druck  $P_2$  des niedergehenden Accumulatorkolbens auf das Wasser

$$P_2 = k_2 \cdot P \dots \dots \dots (344)$$

und somit der entsprechende Wasserdruck, welcher verfügbar ist,

$$p_2 = \frac{P_2}{F} \dots \dots \dots (345)$$

wobei im Mittel geschätzt:

für gewöhnliche Accumulatoren

$$k_2 = \frac{1}{1,1} = 0,9 \dots \dots \dots (346)$$

für Differenzial-Accumulatoren

$$k_2 = \frac{1}{1,2} = 0,83 \dots \dots \dots (347)$$

Die genaue, in Wirklichkeit erforderliche Größe des Belastungsgewichtes wird beim Betriebe selbst festgestellt und nach Erfordernis reguliert.

Im Übrigen gelten für die Dimensionsbestimmung dieselben Grundsätze wie bei den hydraulischen Pressen, wobei für die Bestimmung der Festigkeitsdimensionen der maximale Wasserdruck  $p$  in Betracht kommt.

Die Größe des Fassungsraumes des Accumulators richtet sich nach dem für die mit Druckwasser arbeitenden Maschinen erforderlichen Wasserbedarf.

4. Herstellung der Accumulatoren. Hiefür gilt unter Voraussetzung eines einseitig geschlossenen Accumulator-Cylinders alles wie bezüglich der hydraulischen Pressen. Beim Differenzial-Accumulator ändert sich nur das Gussverfahren, indem nur Dichtigkeit des Gusses an beiden offenen und zur Bearbeitung gelangenden Cylinderenden erforderlich ist. Im allgemeinen werden jedoch Accumulatoren nicht für sehr hohen Wasserdruck angewendet, wodurch die Gefahr des Ausschusses etwas vermindert wird. Es beträgt z. B. der Wasserdruck im Accumulator zum Betriebe von Tweddells hydraulischer Nietmaschine nur 140 at im Maximum.

Bei der Montierung ist von der größten Wichtigkeit, daß die Achse des Cylinders, beziehungsweise jene des feststehenden Kolbens, genau vertical steht und das Belastungsgewicht möglichst gleichförmig vertheilt ist.

Die Belastungsgewichte des Differenzial-Accumulators werden in Ringstücken gegossen und bleiben unbearbeitet. Die Accumulatoren zum Betriebe der hydraulischen Krähne in den Bessmerhütten erhalten am

beweglichen Querstück angeschraubt einen aus Eisenblech hergestellten, genieteten, doppelwandigen Cylinder mit unten abschließendem ringförmigem Boden, welcher der Belastung entsprechend mit passenden Materialien ausgefüllt wird. Die verticalen Führungsschienen hiefür werden zweckmäßig mit Passleisten versehen und auf der Hobelmaschine ausgehobelt.

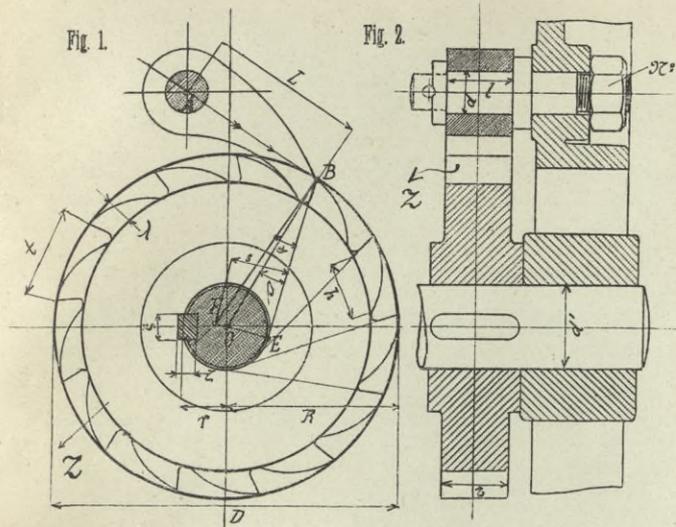
Die, wie in Fig. 122, Text, angewendeten Stopfbüchschenschrauben sind gewöhnlich Stiftschrauben (Stoßschrauben) und die Stopfbüchschenschraube wird mit dem Cylinder fest verschraubt.

## Literaturnachweis.

- Bach**, Die Maschinenelemente, Stuttgart.  
**Bach**, Feuersprizen, Stuttgart.  
**Bernoullis** Bademecum des Mechanikers von F. Autenheimer, Stuttgart.  
**Blaha**, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, Berlin.  
**Dinglers** Polytechnisches Journal, Stuttgart und Augsburg.  
**Fink**, Theorie und Construction der Brunnen-Anlagen, Kolben- und Centrifugal-pumpen z., Berlin.  
**Fliegner**, Die Umsteuerung der Locomotiven, Zürich.  
**Grashof**, Theorie der Elasticität und Festigkeit, Berlin.  
**Grashof**, Theoretische Maschinenlehre, Leipzig.  
**v. Hauer**, Die Fördermaschinen der Bergwerke, Leipzig.  
**„Hütte“**, Des Ingenieurs Taschenbuch, Berlin.  
**Jenny**, Motoren auf der Weltausstellung in Paris 1867. Officieller Bericht, Wien.  
**Keller**, Die Berechnung und Construction der Triebwerke, Heidelberg.  
**Mannlicher**, Pumpen und Feuerlöschapparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Wien.  
**Marin-Böck**, Elemente der Maschinenlehre, Brünn.  
**Pechan**, Über die rotierende Differenzialbremse, Wien.  
**Pechan**, Leitfaden des Dampfbetriebes, für Dampfkesselheizler und Wärter stationärer Dampfmaschinen, sowie für Fabriksbeamte und Industrielle, Reichenberg.  
**Redtenbacher**, Der Maschinenbau, Mannheim-Heidelberg.  
**Redtenbacher-Grashof**, Resultate für den Maschinenbau, Heidelberg.  
**v. Reiche**, Die Maschinenfabrication, Leipzig.  
**v. Reiche**, Der Dampfmaschinen-Constructeur, Aachen.  
**v. Reiche**, Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf.  
**Reuleaux**, Der Constructeur, Braunschweig.  
**Riedler**, Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Wien.  
**Riedler**, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungs-Maschinen München.  
**Rühlmann**, Allgemeine Maschinenlehre, Braunschweig.  
**Rühlmann**, Hydromechanik, Hannover.  
**Schaltensbrand**, Der Pulsometer, Berlin.  
**Stühlens** Ingenieur-Kalender von Friedrich Bode, Essen.  
**Uhland**, Der praktische Maschinen-Constructeur, Leipzig.  
**Uhland**, Skizzenbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur, Leipzig.

- Mhland**, Kalender für Maschinen-Ingenieure, Leipzig  
**Weisbach-Herrmann**, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, Braunschweig.  
**Weisbach-Keuleaux-Quersfurth**, Weisbachs Ingenieur, Braunschweig.  
**Wencelides**, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien.  
**Werner**, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, Berlin.  
**Zeitschrift der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G.**, Wien.  
**Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins**, Wien.  
**Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure**.





**SPERRRAD UND SPERRKEGEL.**

(Fig. 1 bis 5.)

Fig. 11.

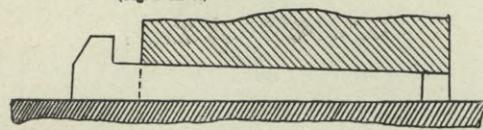
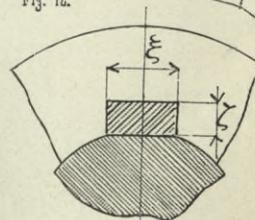


Fig. 7.

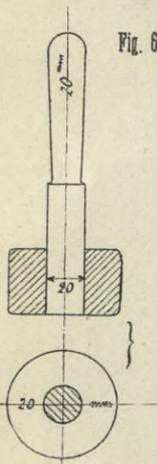
Fig. 12.



**NASENKEIL.**

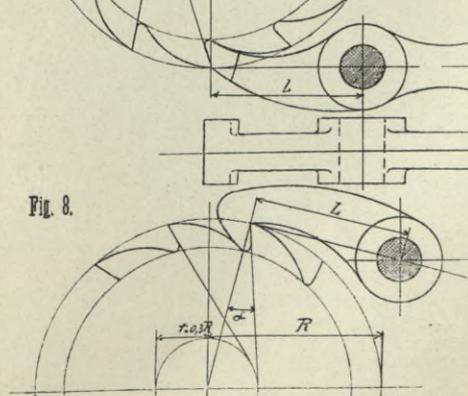
(Fig. 11 bis 13.)

Fig. 6.



**KALIBERMASS.**

Fig. 8.



**BESONDERE SPERRKEGELANORDNUNGEN.**

(Fig. 7 und 8.)

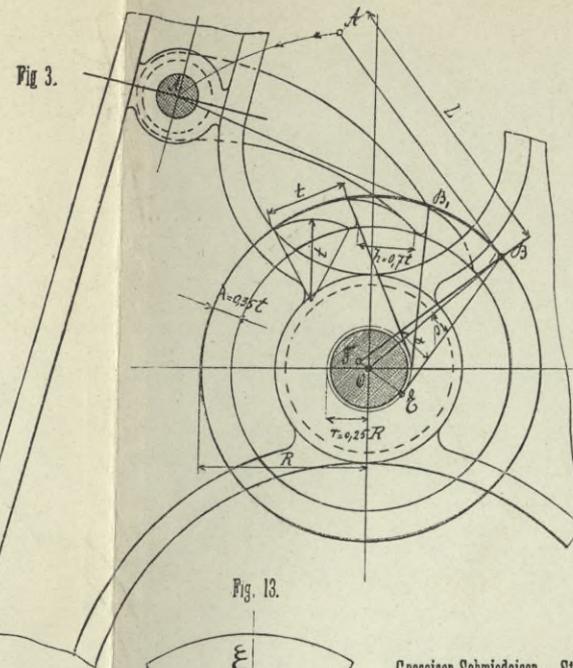


Fig. 4.

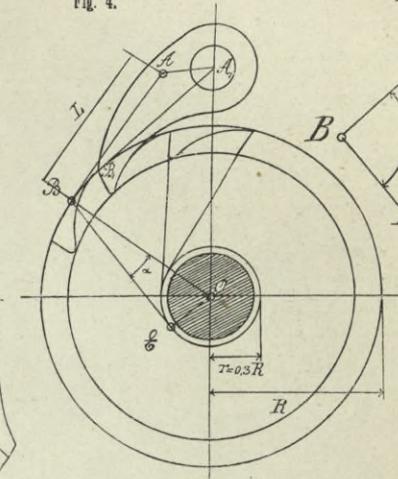
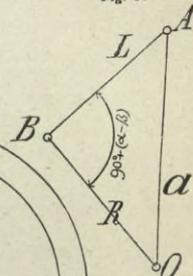


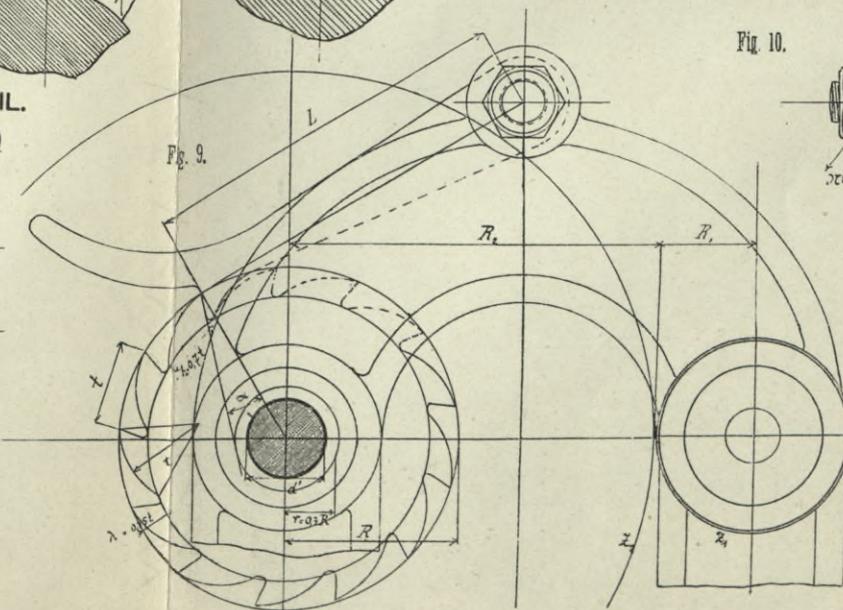
Fig. 14.

Fig. 5.



Gusseisen	Schmiedeeisen	Stahl	Rohtguss	Stein	Holz	Mauerwerk	Erde

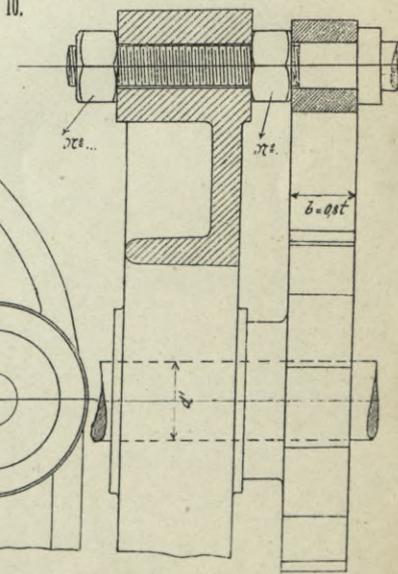
Fig. 9.



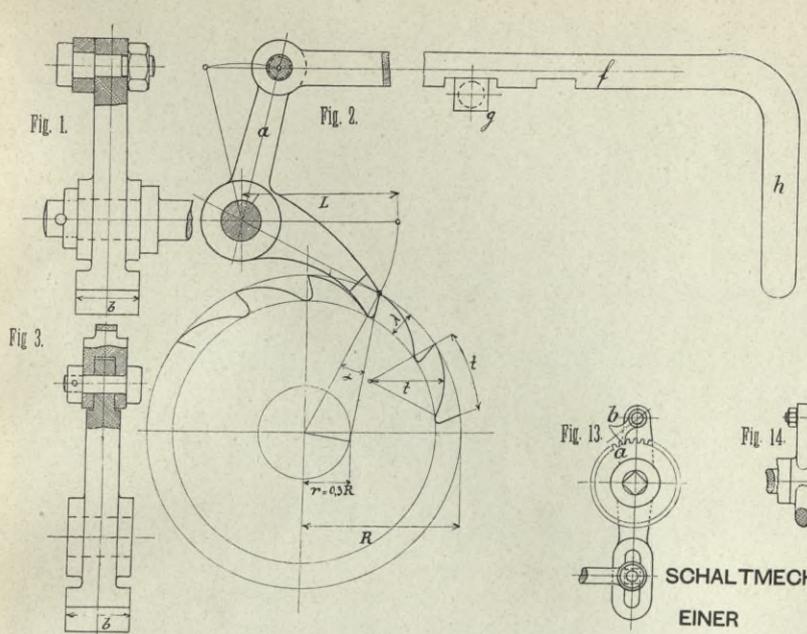
**SPERRWERK einer Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung.**

(Fig. 9 und 10.)

Fig. 10.







SPERRKEGEL MIT AUSTRÜCKVORRICHTUNG.  
(Fig. 1 bis 3.)

- a Hebelarm des Sperrkegels.
- f Anrückschiene.
- g Anschlag zur Feststellung der letzteren.
- h Handgriff dazu.

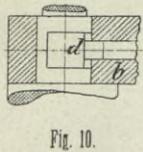


Fig. 10.

- a Sperrrad.
- b Sperrkegel.
- c Klemmstift.
- d Drehzapfen des Sperrkegels.
- e Spiralfeder.
- f Steuerungsexcenter.
- g Bohrspindel.
- h Stenerhebel oder Schlitzhebel.

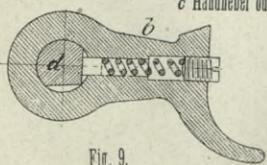


Fig. 9.

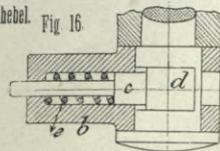
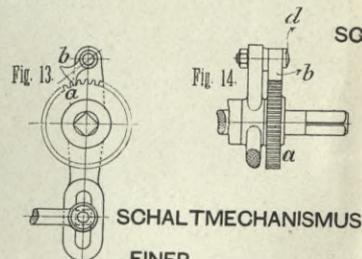
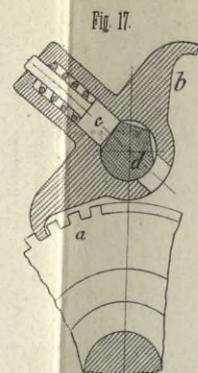


Fig. 16.



SCHALTMECHANISMUS  
EINER  
HOBELMASCHINE.  
(Fig. 13 bis 16.)



SCHALTMECHANISMUS  
EINER  
SHAPINGMASCHINE.  
(Fig. 16 und 17.)

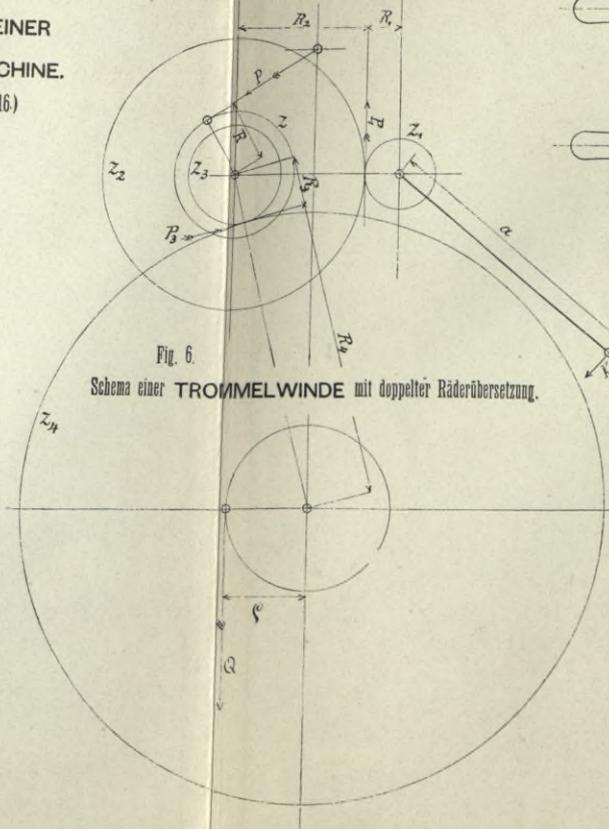


Fig. 6.  
Schema einer TROMMELWINDE mit doppelter Räderübersetzung.

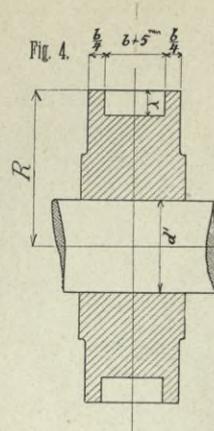


Fig. 4.

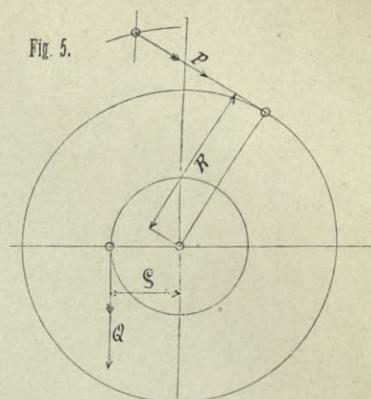


Fig. 5.

SPERRAD MIT SEITENSCHLEIBEN.  
P Stützdruck des Sperrkegels.  
Q Last am Trommelhalbmesser.

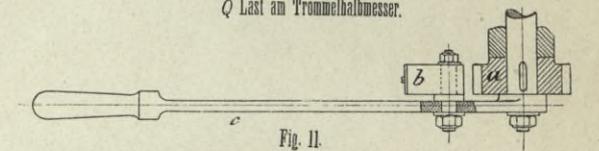


Fig. 11.

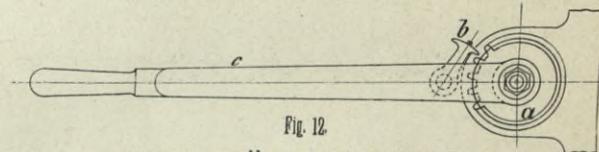


Fig. 12.

RATSCHENHEBEL FÜR HANDVORSCHUB.  
(Fig. 11 und 12.) 1/10 Ng.

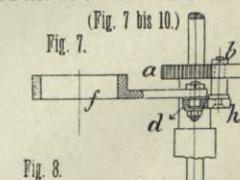
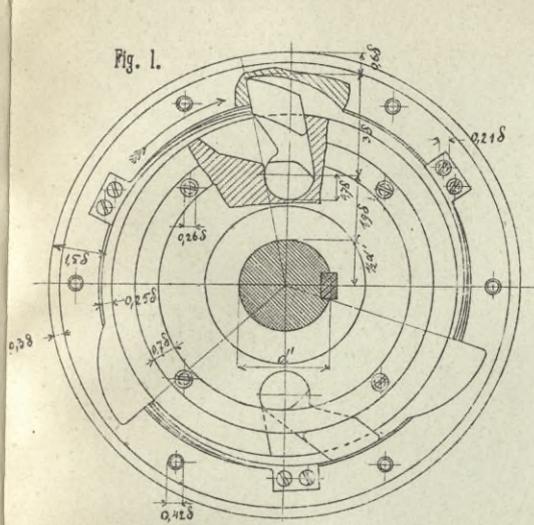


Fig. 7.

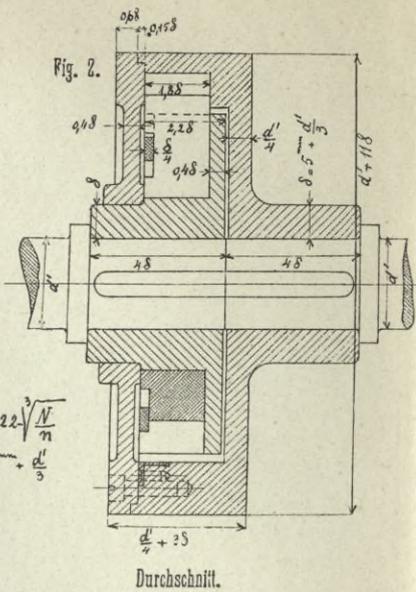
Fig. 8.

SCHALTMECHANISMUS EINER BOHRMASCHINE.  
(Fig. 7 bis 10.)





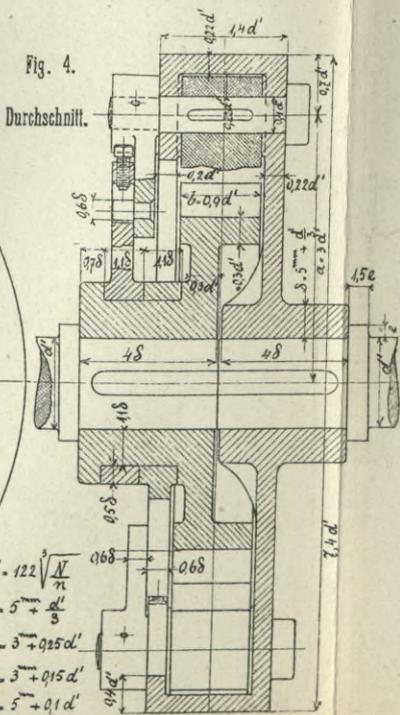
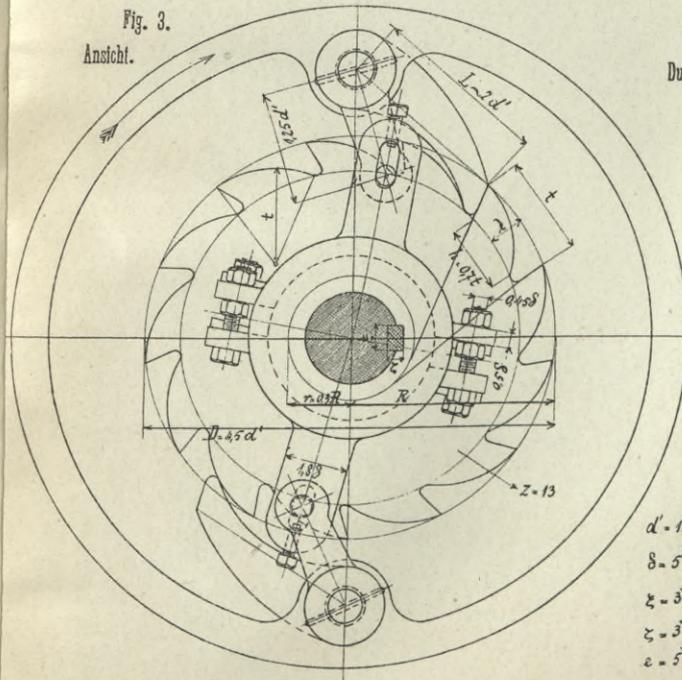
UHLHORN'SCHE MOTORENKUPPLUNG.  
(Fig. 1 und 2.)



$$d' = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$8 = 5 + \frac{d'}{5}$$

POUYER'SCHE MOTORENKUPPLUNG.  
(Fig. 3 bis 5.)



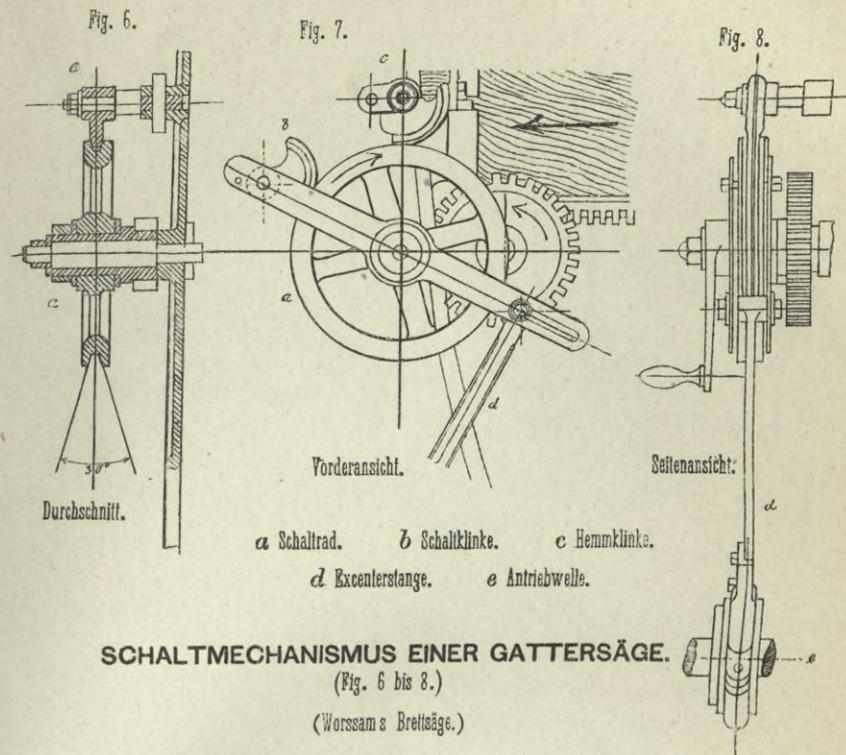
$$d' = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$8 = 5 + \frac{d'}{5}$$

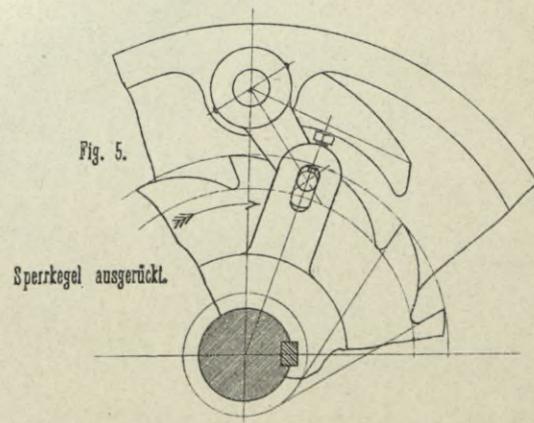
$$\xi = 5 + 0,25d'$$

$$\zeta = 5 + 0,15d'$$

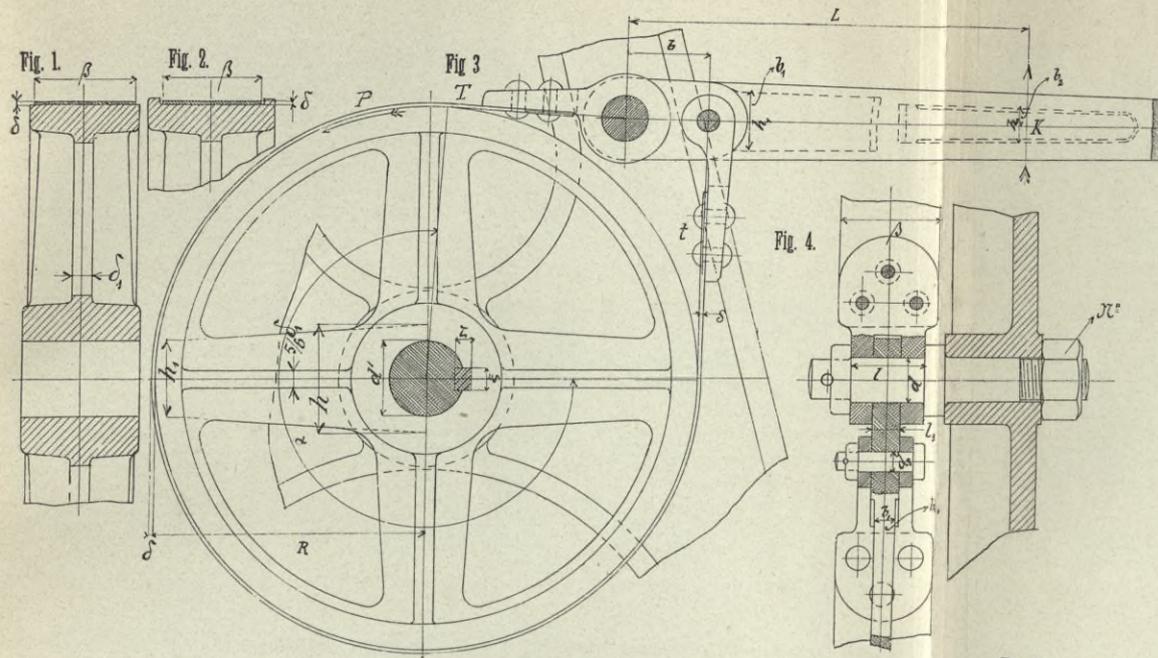
$$e = 5 + 0,1d'$$



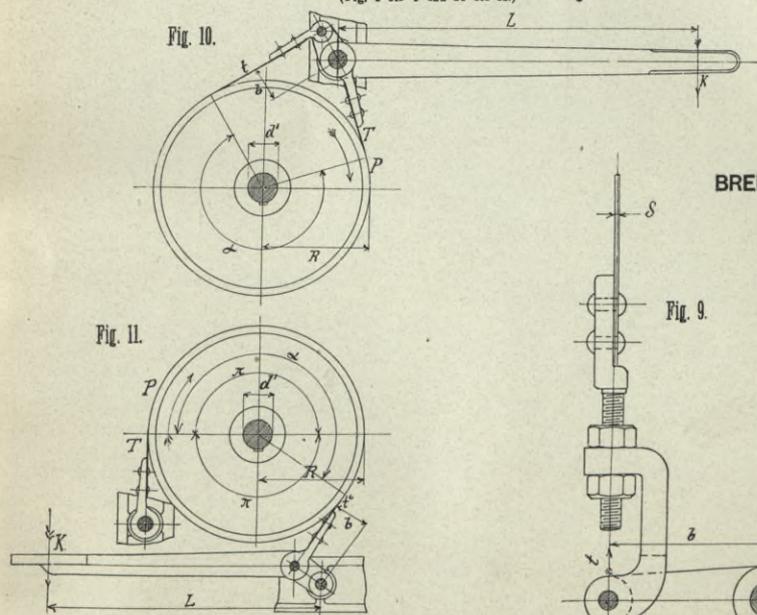
SCHALTMECHANISMUS EINER GATTERSÄGE.  
(Fig. 6 bis 8.)  
(Worsam's Breitsäge.)



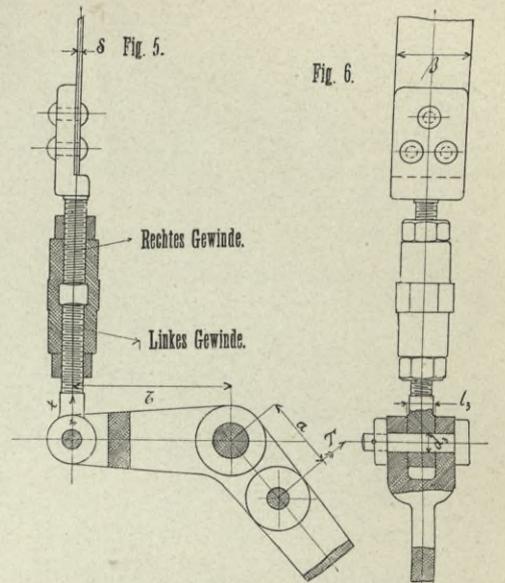




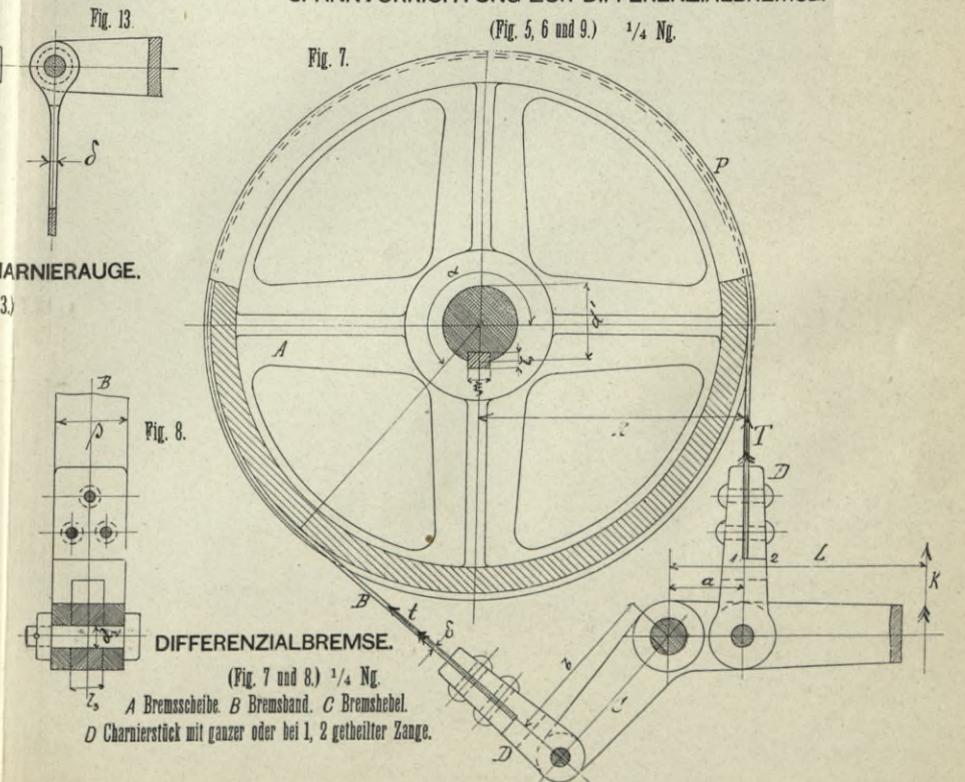
**EINSEITIG GESpanNTE BANDBREMSE.**  
(Fig. 1 bis 4 und 10 bis 11.)  $\frac{1}{4}$  Ng.



**BREMSBAND MIT CHARNIERAUGE.**  
(Fig. 12 und 13.)



**SPANNVORRICHTUNG ZUR DIFFERENZIALBREMSE.**  
(Fig. 5, 6 und 9.)  $\frac{1}{4}$  Ng.



**DIFFERENZIALBREMSE.**  
(Fig. 7 und 8.)  $\frac{1}{4}$  Ng.

A Bremsscheibe. B Bremsband. C Bremshebel.  
D Charnierstück mit ganzer oder bei 1, 2 getheilter Zange.

BIBLIOTEKA  
KRAKÓW  
politechniczna

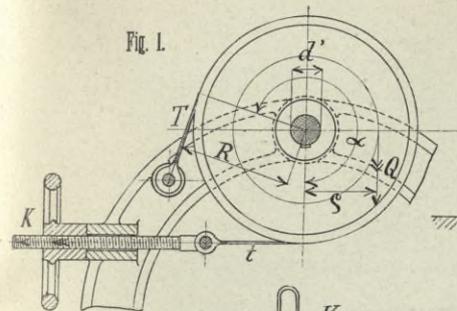


Fig. 1.

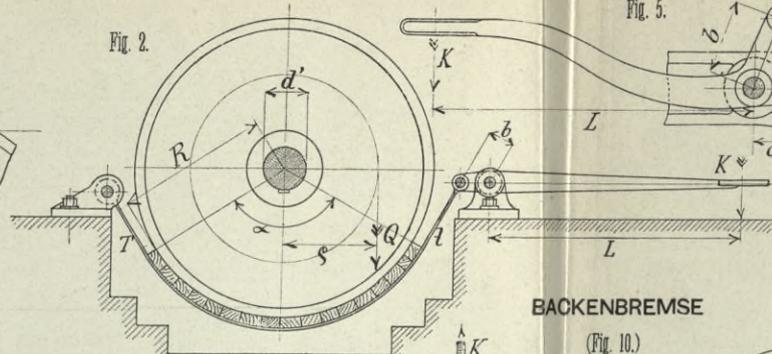


Fig. 2.

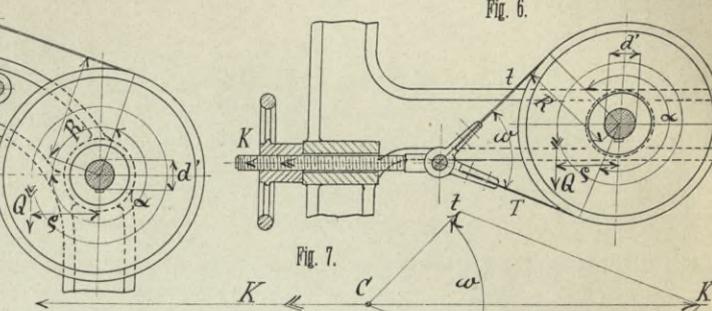


Fig. 5.

Fig. 6.

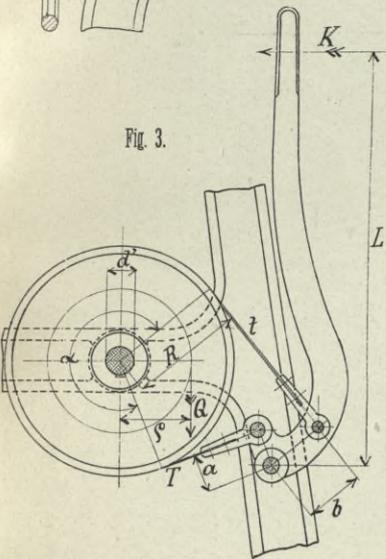


Fig. 3.

EINSEITIG GESPANNTBREMSE.

(Fig. 1 und 2.)

BACKENBREMSE

(Fig. 10.)

ZWEISEITIG GESPANNTBREMSE.

ZWEISEITIG GESPANNTBREMSE.

(Fig. 3 bis 8.)

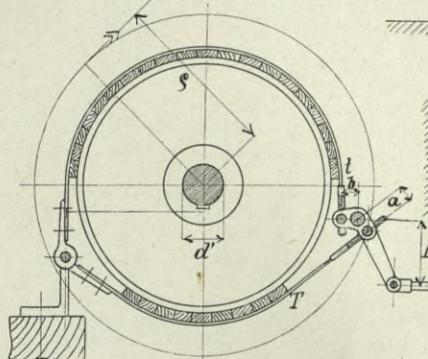


Fig. 4.

Fig. 10.

(Fig. 10.)

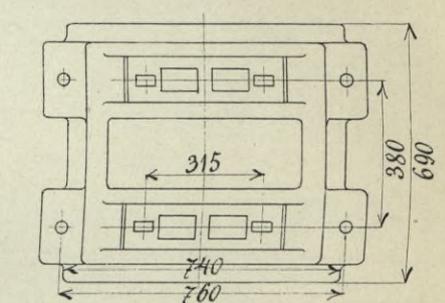
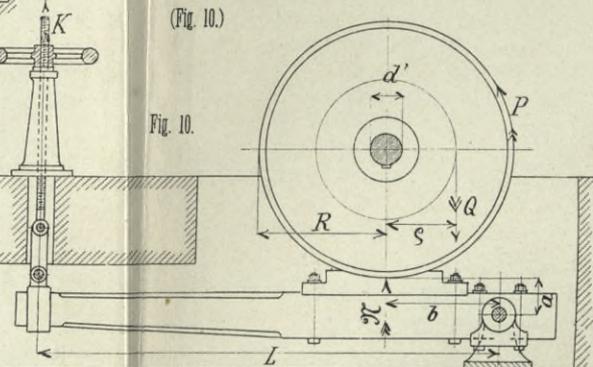


Fig. 15.

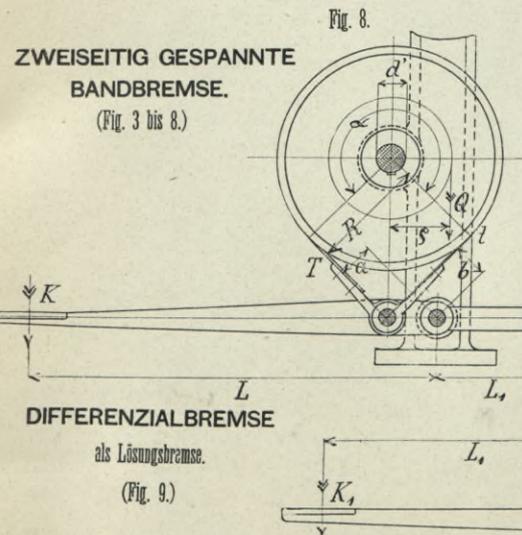


Fig. 8.

Lagerstuhl sammt Fundament für eine POUYER'SCHE MOTORENKUPPLUNG.

(Fig. 11 bis 15.)

DIFFERENZIALBREMSE

als Lösungsbremse.

(Fig. 9.)

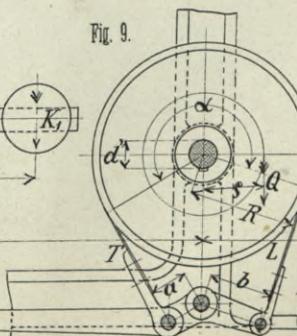


Fig. 9.

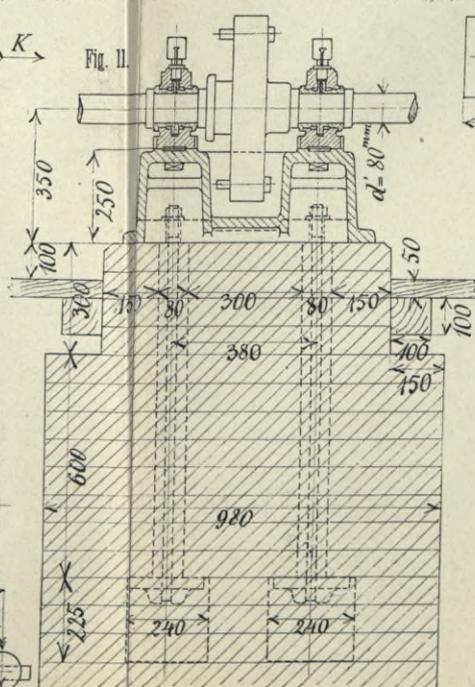


Fig. 11.

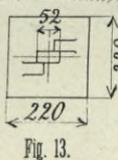


Fig. 13.

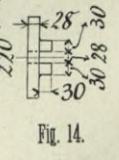


Fig. 14.

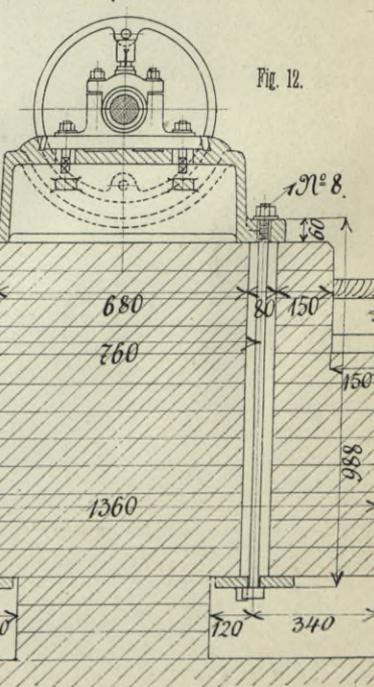
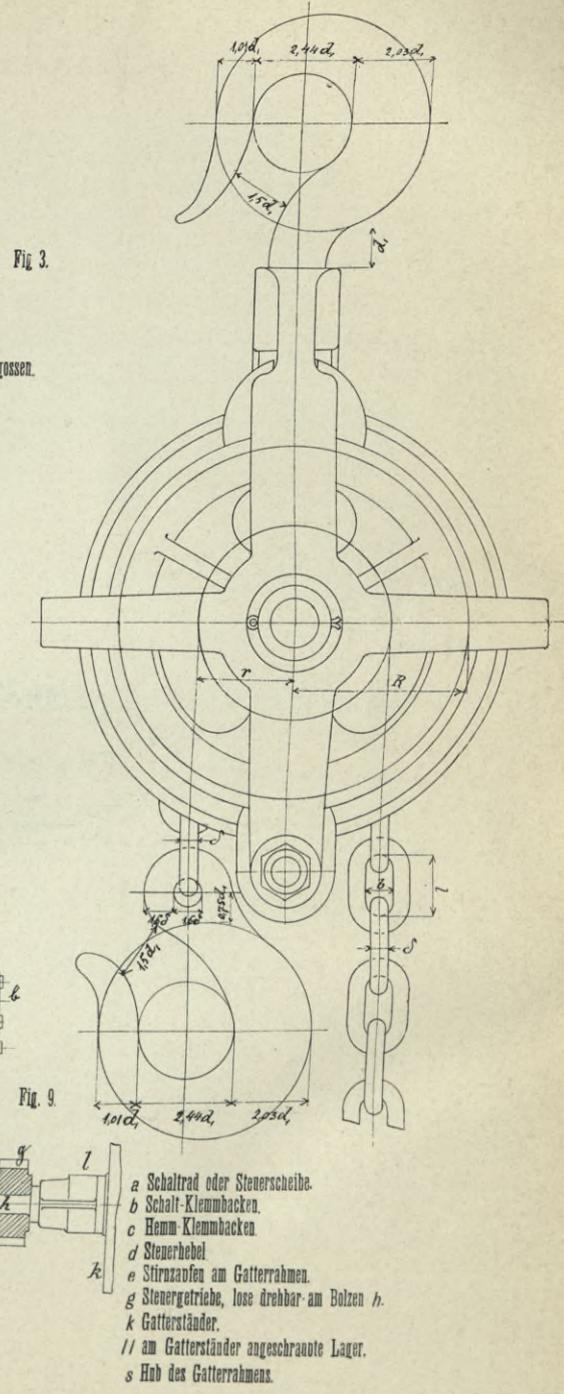
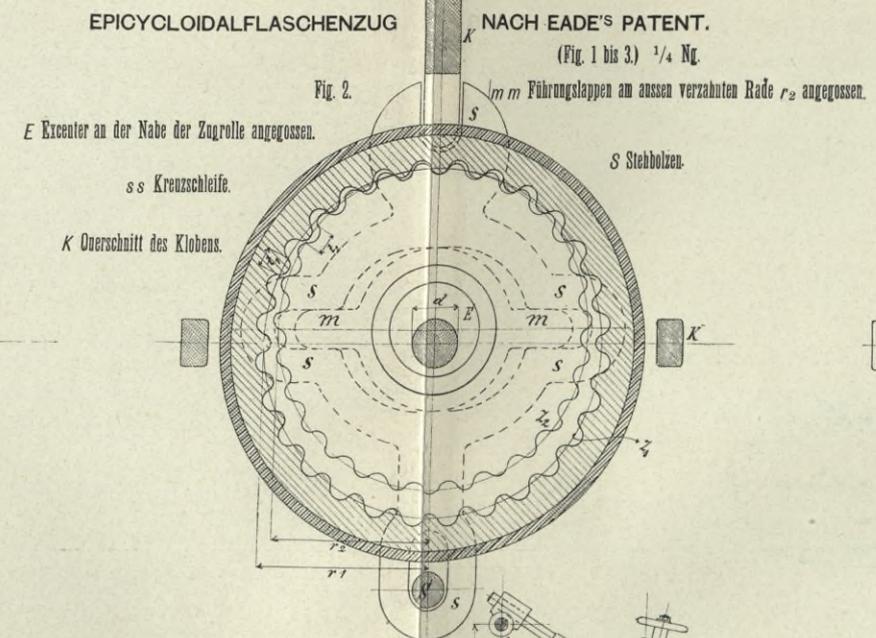
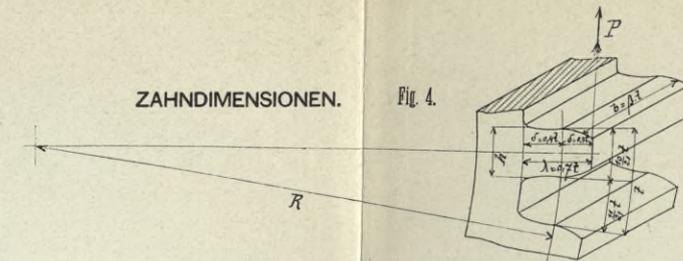
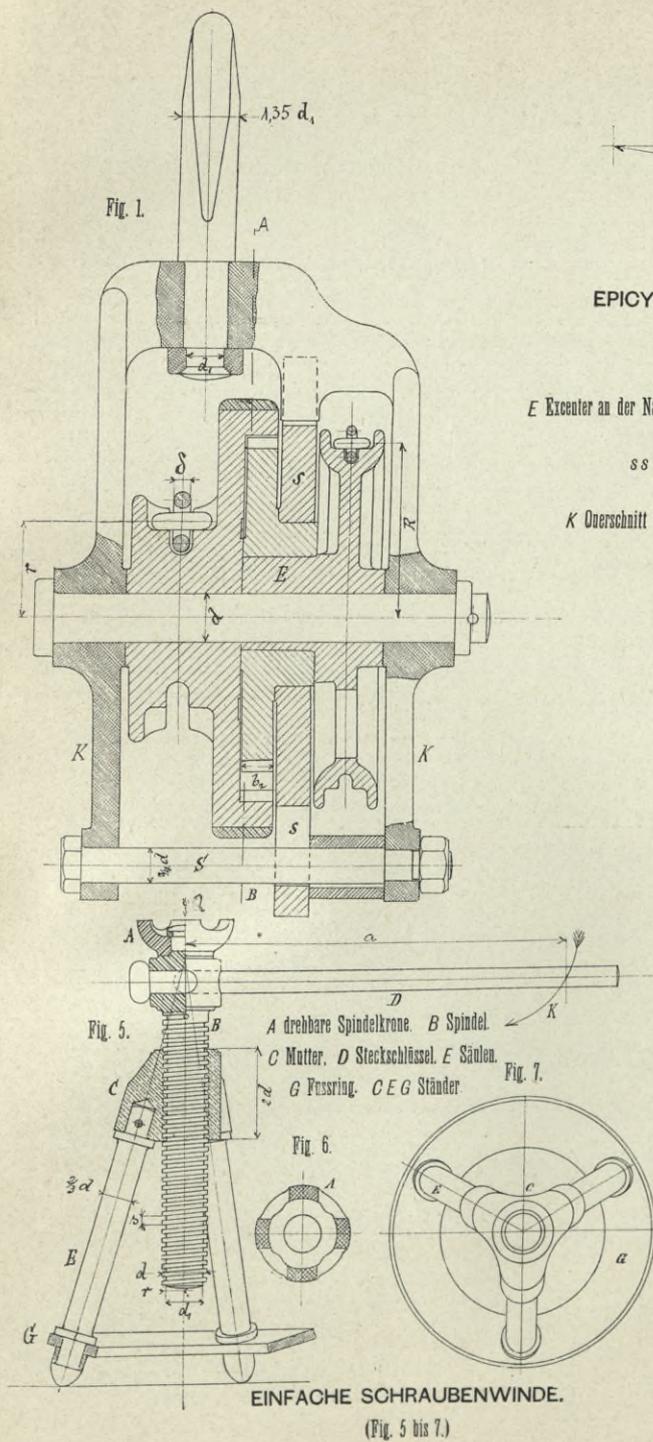


Fig. 12.



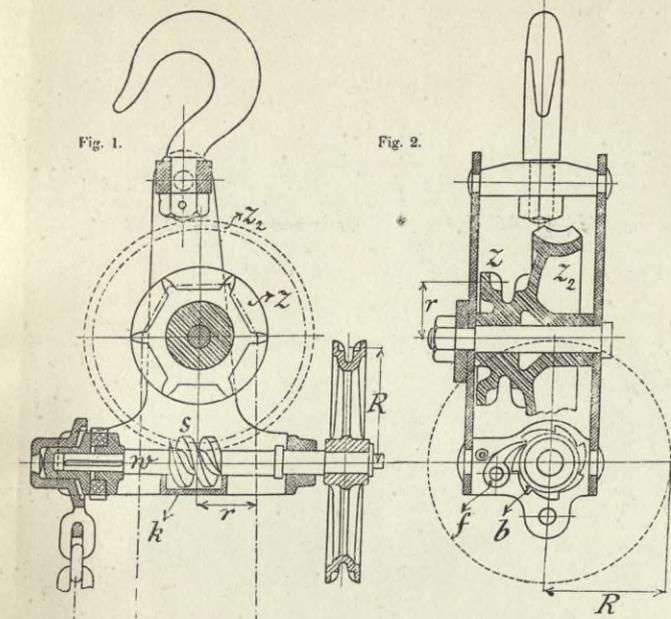






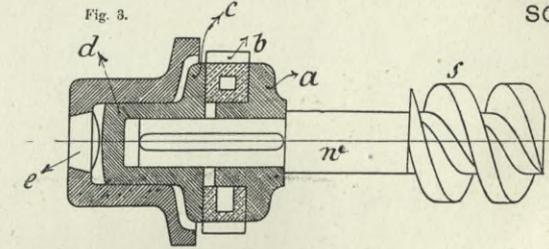
SCHALTMECHANISMUS EINER GATTERSÄGE nach Ausführung der Ottakringer Eisengiesserei und Maschinenfabrik in Wien. (Fig. 8 und 9.)





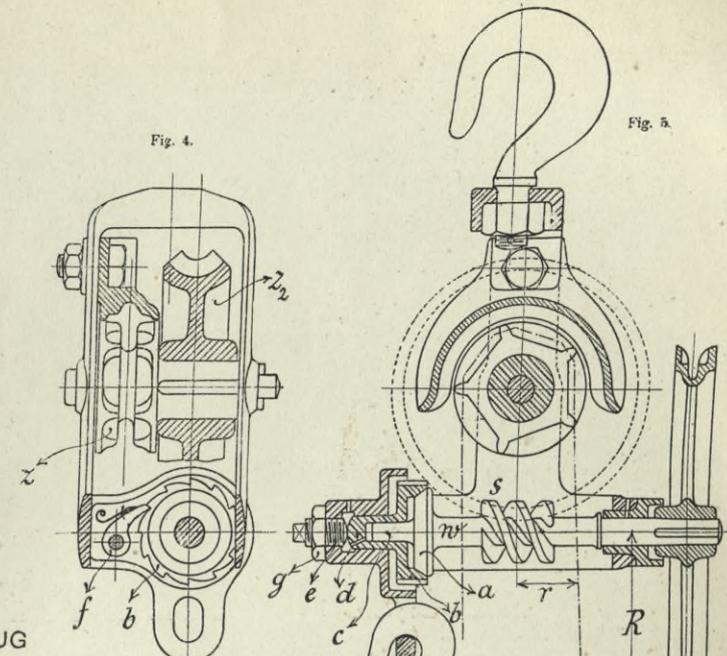
LÜDERS' PATENT-SCHNECKENFLASCHENZUG  
(Fig. 1 bis 3).

- a, c Ebene Frictionscheiben.
- b Sperrrad.
- d Spurzapfen.
- e Spurscheibe.
- s Schnecke.
- z<sub>2</sub> Schneckenrad.
- w Schneckenwelle.
- r Lastrolle.
- R Zugrolle.

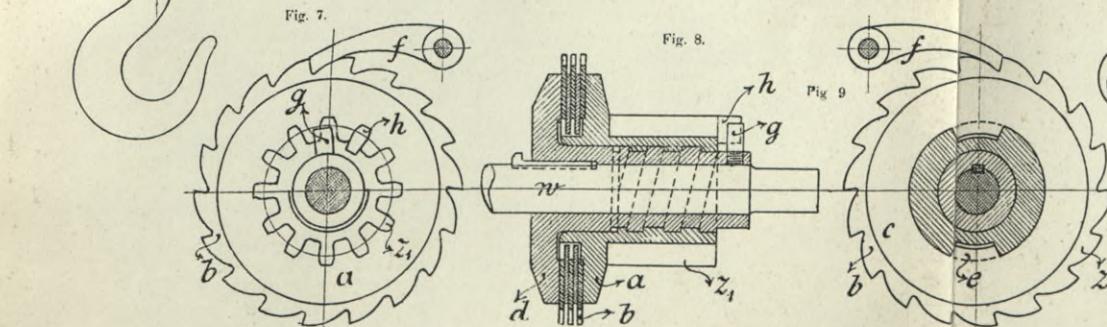


BECKER'S PATENT-SCHNECKENFLASCHENZUG  
(Fig. 4 bis 6).

- a Frictionsconus.
- b Sperrrad mit Gegenconus.
- d Spurzapfen.
- e Druckschraube.
- g Gegenmutter.
- s Schnecke.
- z<sub>2</sub> Schneckenrad.
- w Schneckenwelle.
- r Lustrolle.
- R Zugrolle.



SPERRWERK MIT LAMELLENBREMSE  
nach Ausführung von Zobel, Neubert & Co.  
(Fig. 7 bis 9).





1/10 Ng. SCHRAUBENWINDE MIT KEGELRÄDERANTRIEB. (Fig. 1 und 2.)

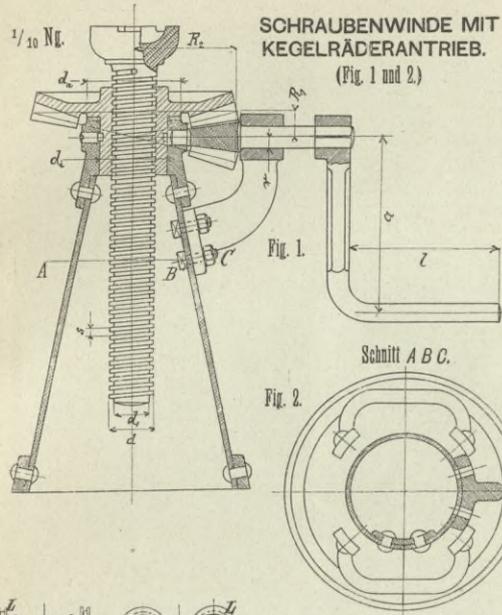


Fig. 5. Ansicht.

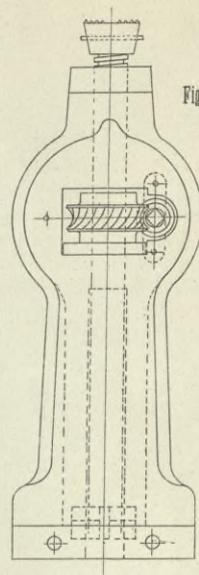
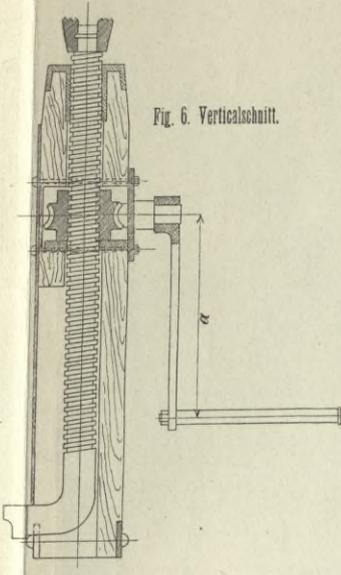
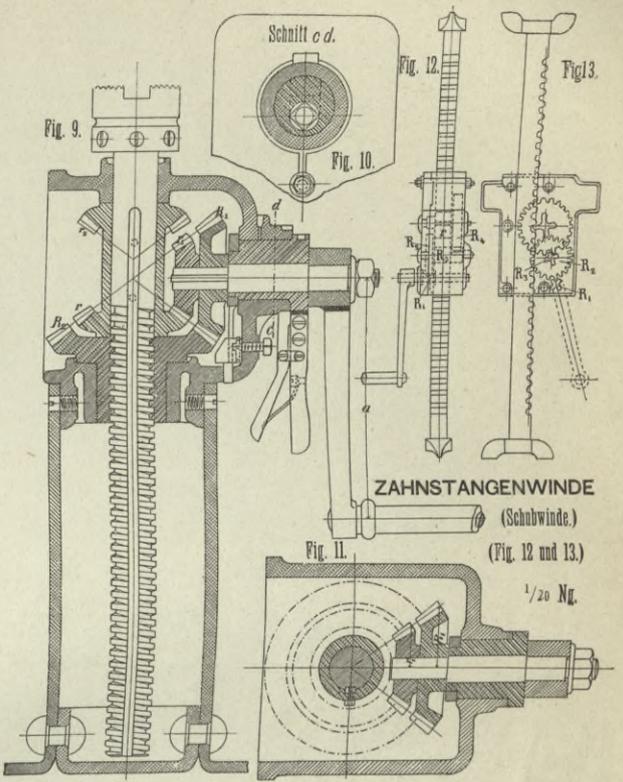


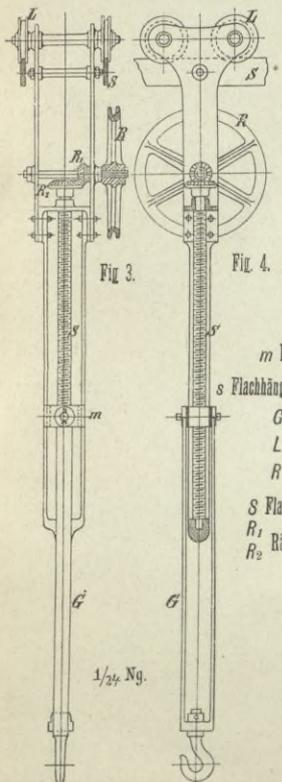
Fig. 6. Verticalschnitt.



Schnitt c d.



DIFFERENZIAL-SCHRAUBENWINDE. (Fig. 9 bis 11.) 1/5 Ng.



HÄNGENDE SCHRAUBENWINDE mit Kegelräder und Seilscheibe. (Fig. 3 und 4.)

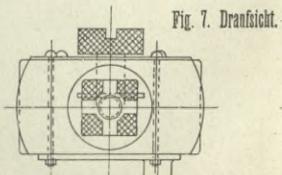


Fig. 7. Draufsicht.

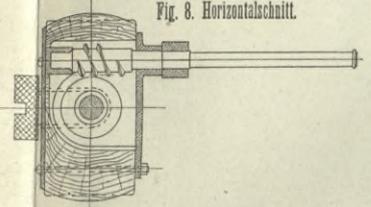
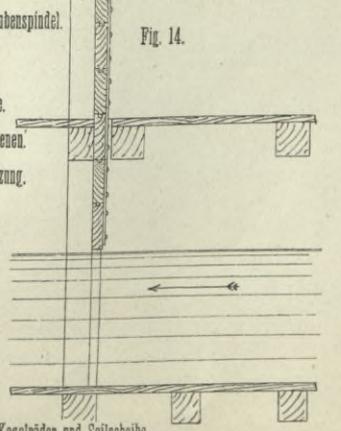


Fig. 8. Horizontalschnitt.

SCHRAUBENWINDE MIT SCHNECKENANTRIEB. (Fig. 5 bis 8.) 1/10 Ng.

ZUGVORRICHTUNG für Schleusen und Schützen.



- m Mutter.
- s Flachhängige Schraubenspindel.
- G Gehänge.
- L Laufrolle.
- R Seilscheibe.
- S Flacheisenschienen.
- R<sub>1</sub> Räderübersetzung.
- R<sub>2</sub> Räderübersetzung.

Fig. 14.

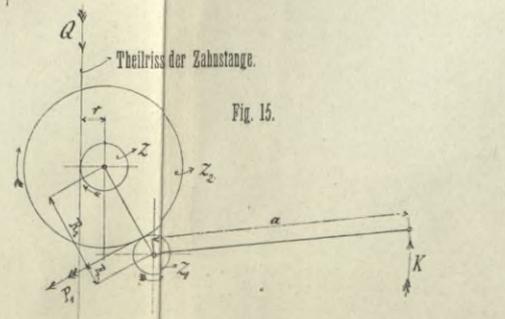


Fig. 15.

Räderschema zur ZAHNSTANGENWINDE mit einfacher Räderübersetzung.

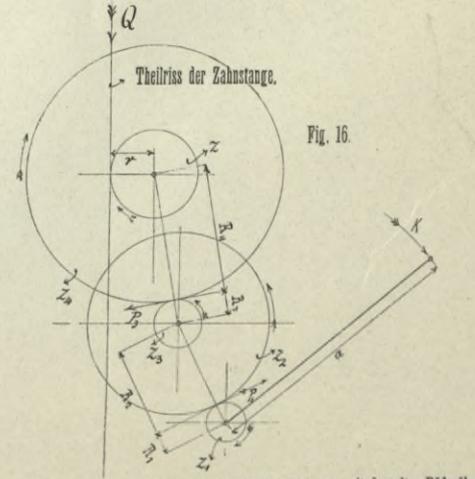
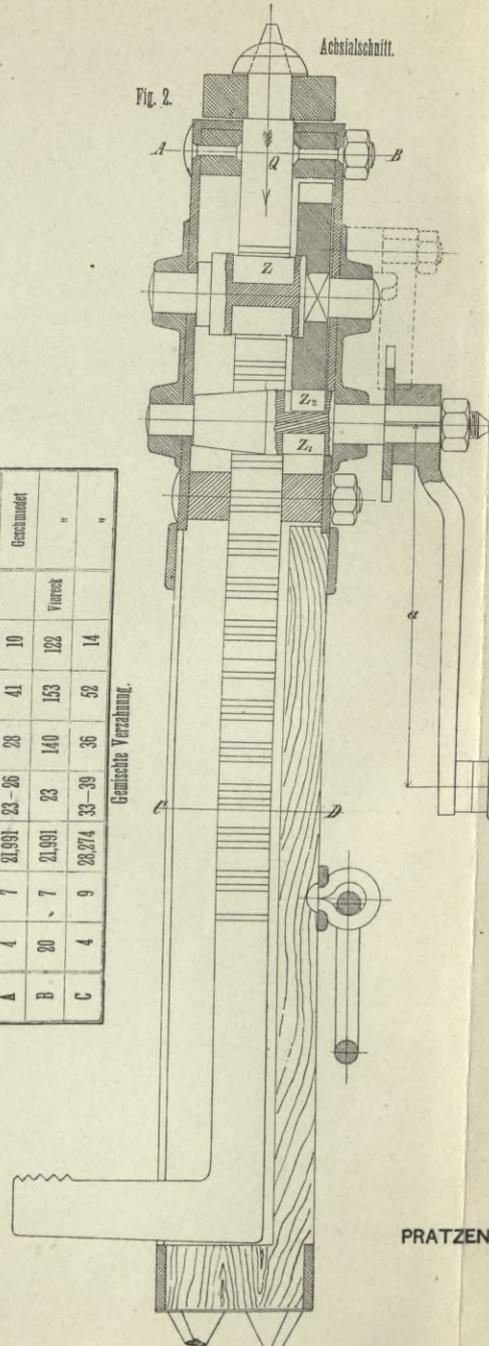
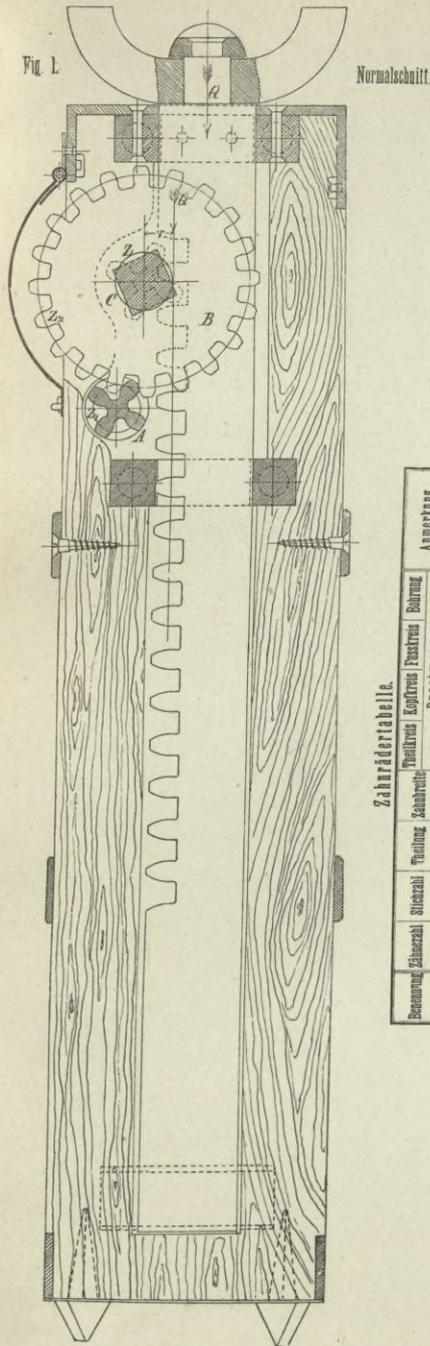


Fig. 16.

Räderschema zur ZAHNSTANGENWINDE mit doppelter Räderübersetzung.

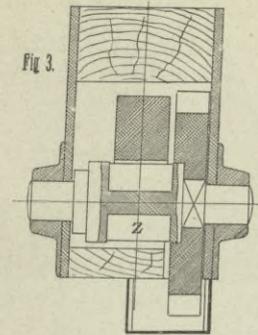




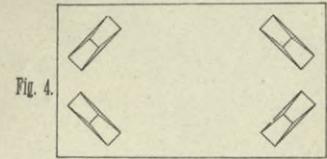
Zahnrädertabelle.

Bezeichnung	Zahnrzahl	Stückzahl	Teilung	Zahnbreite	Wälzkreis	Kopfkreis	Fußkreis	Bohrung	Anmerkung
A	4	7	21,991	23-26	28	41	10		Geschmiedet
B	20	7	21,991	23	140	153	122	Verzekt	"
C	4	9	22,274	33-39	36	52	14		"

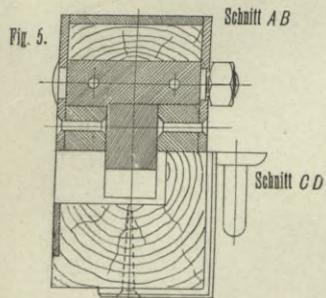
Gemeinsame Verzahnung.



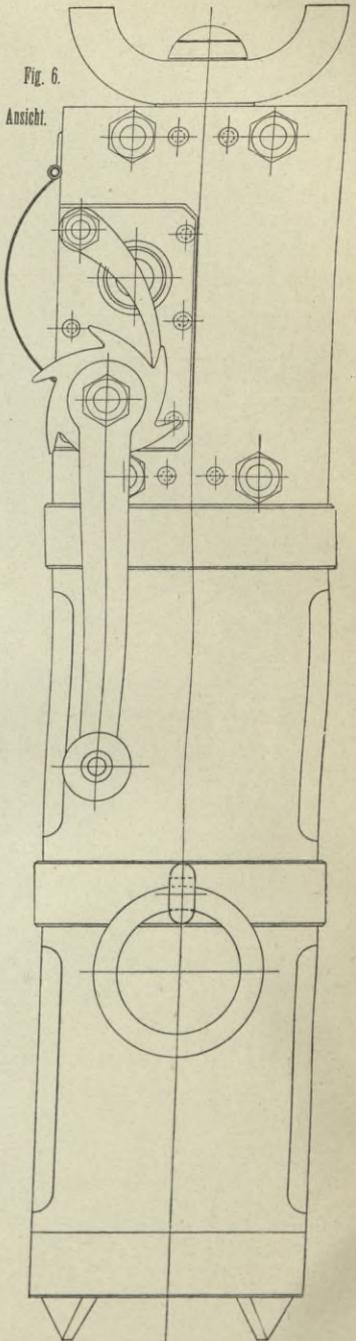
Horizontalschnitt durch das Zahnstangengetriebe.



Druntersicht des Fußes.



Horizontalschnitt durch die Zahnstangenführung.



Ansicht.

PRATZENWINDE MIT EINFACHER RÄDERÜBERSETZUNG

(Fig. 1 bis 6.) 1/4 Ng.



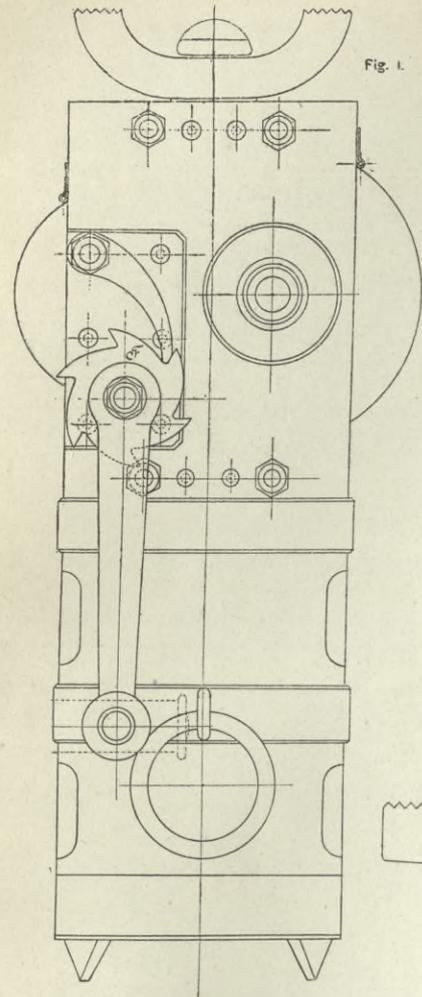


Fig. 1

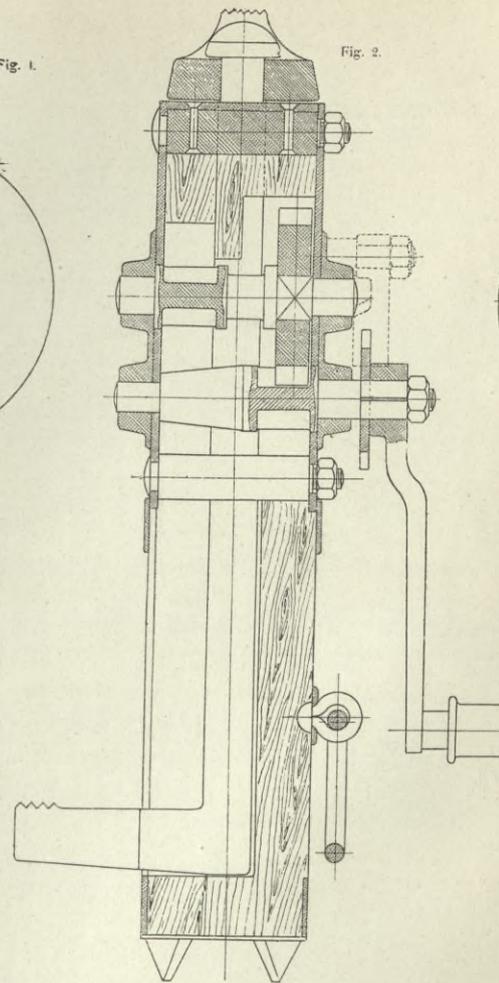


Fig. 2

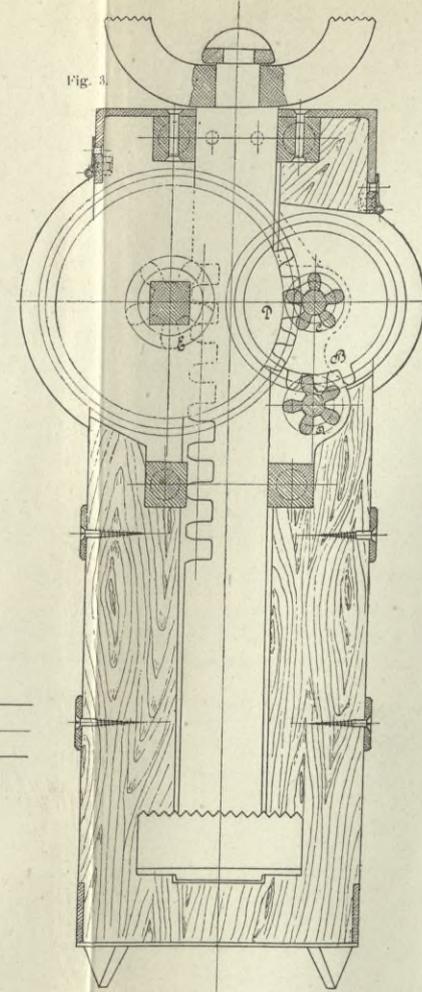


Fig. 3

PRATZENWINDE  
MIT DOPPELTER RÄDERÜBERSETZUNG  
(Fig. 1 bis 6) 1/8 Ng.

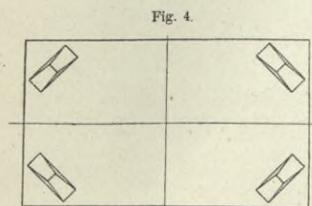


Fig. 4

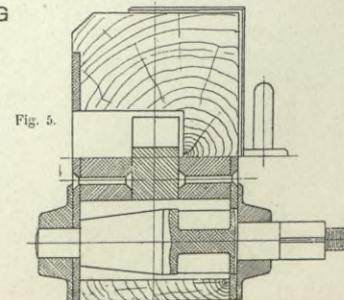


Fig. 5

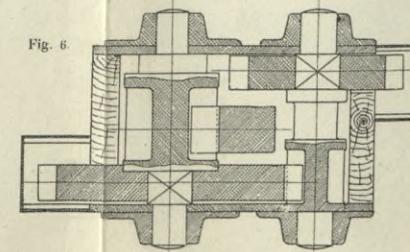


Fig. 6

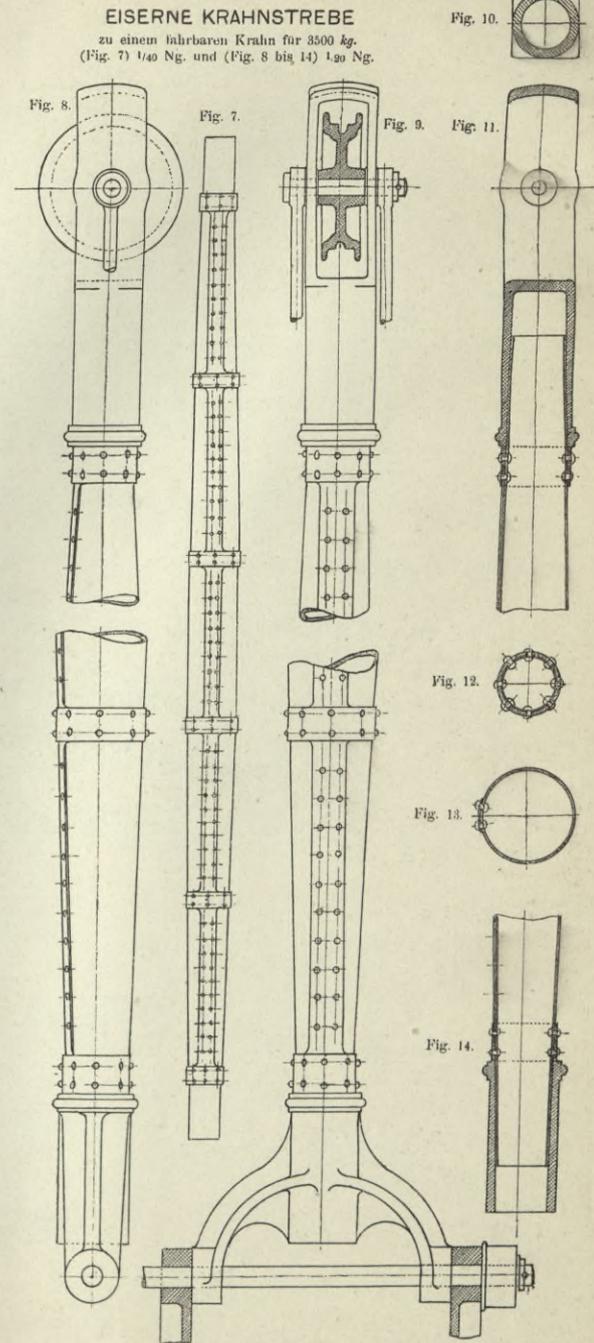


Fig. 10

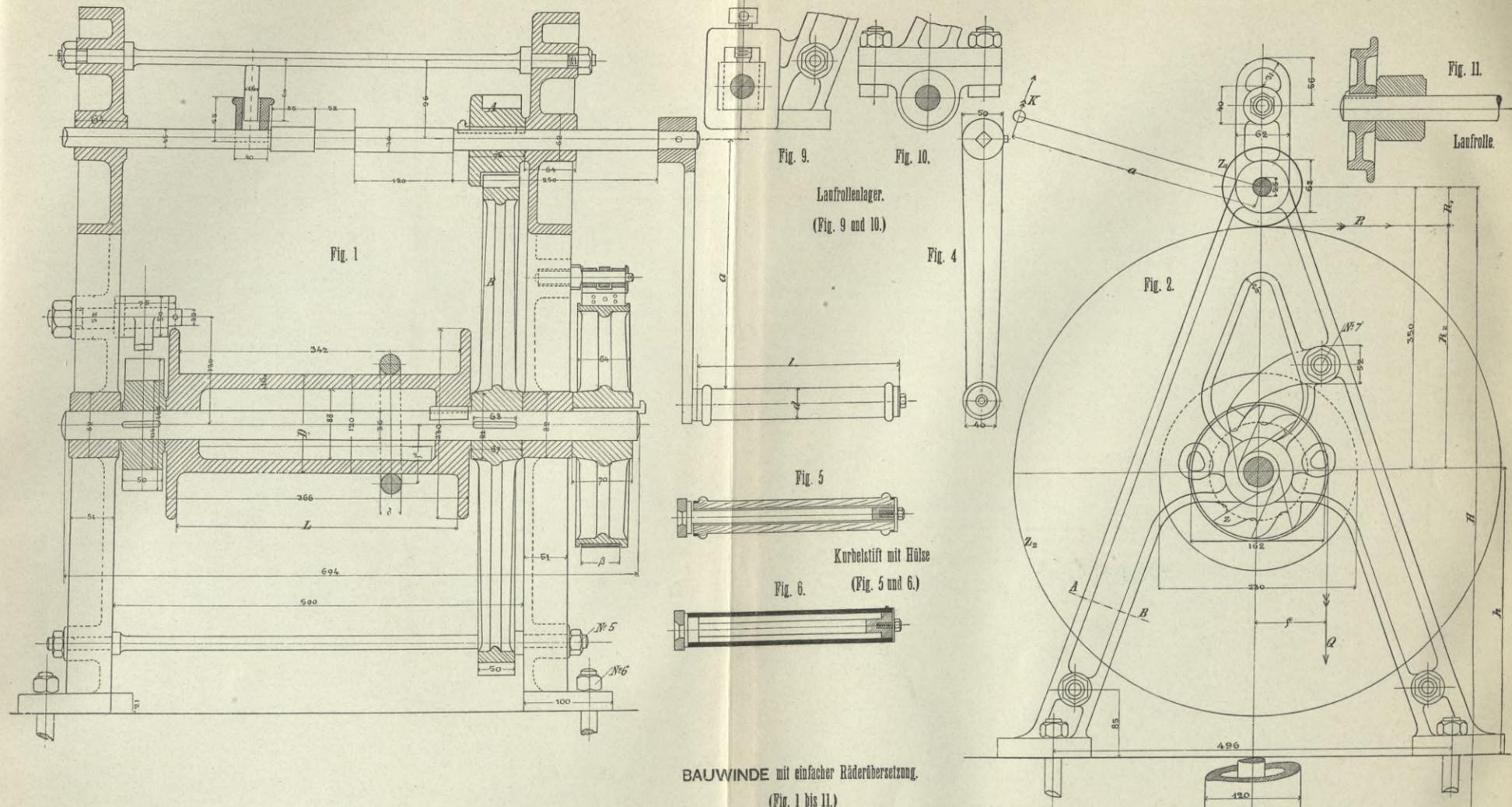
Fig. 11

Fig. 12

Fig. 13

Fig. 14

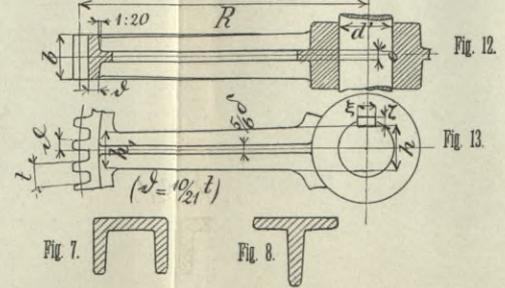




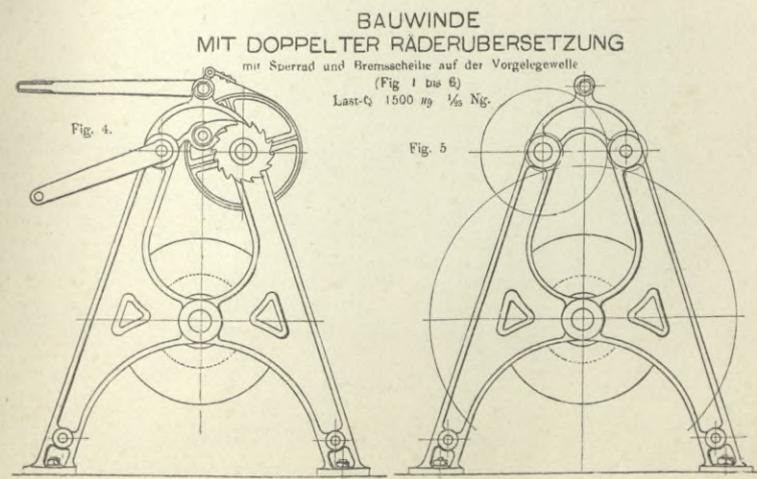
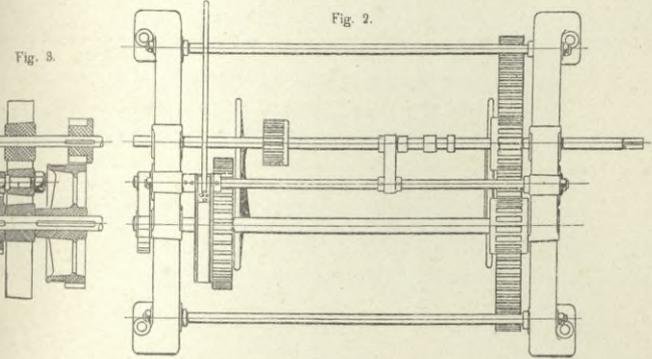
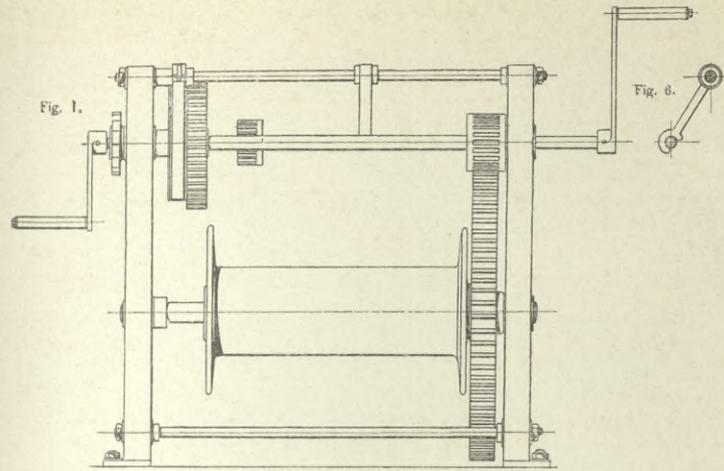
Zahnrädertabelle.

Benennung	Zähnezahl	Stützzahl	Theilung	Zahnbreite	Durchmesser			Anmerkung
					Theilkreis	Kopfkreis	Fusskreis	
A	13	8	25,133	50	104	119	84	28
B	76	8	25,133	50	608	623	588	36
C	11	16	50,265	50	176	176	140	36 Sperrrad

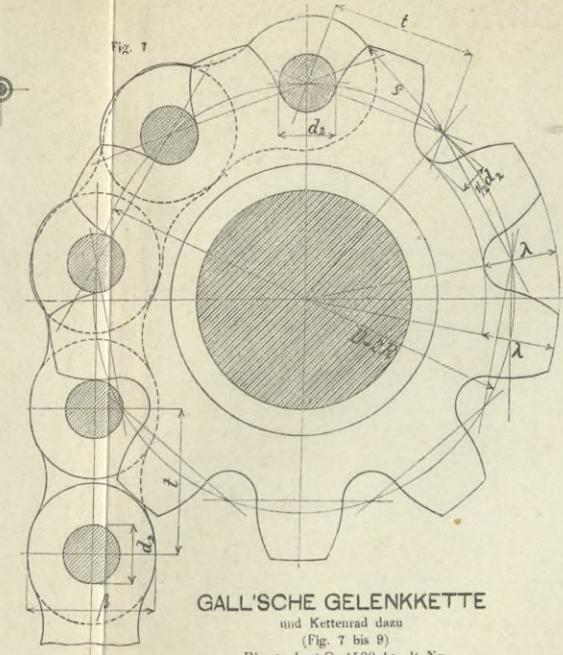
A und B mit Cycloidenverzahnung.



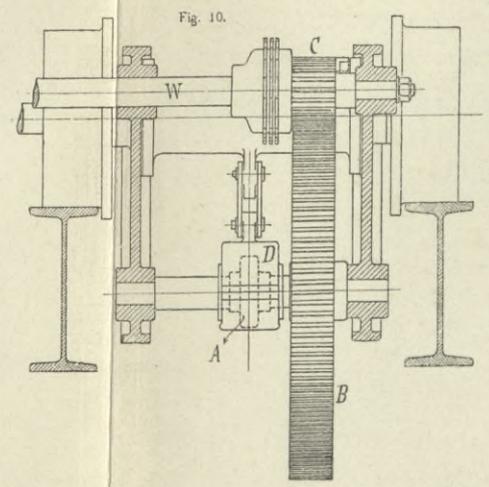
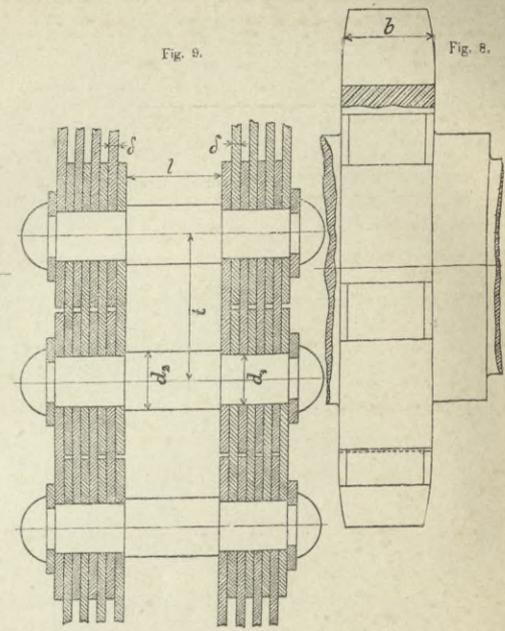




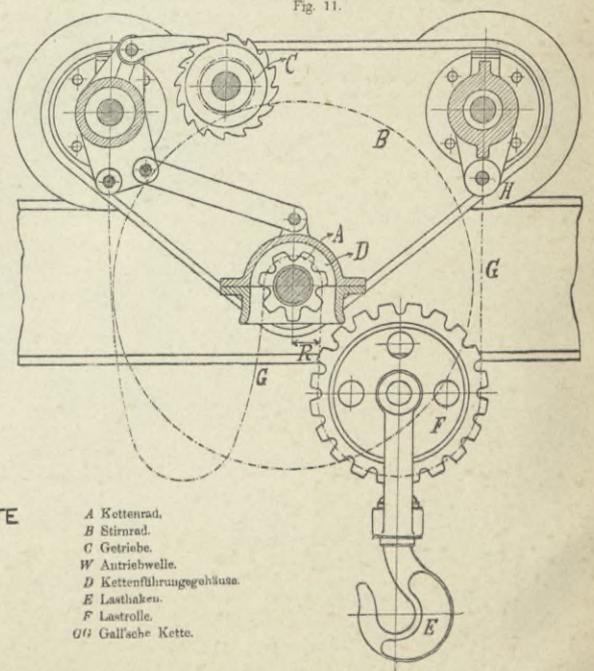
**BAUWINDE  
MIT DOPPELTER RÄDERÜBERSETZUNG**  
mit Sperrrad und Bremscheibe auf der Vorgelegewelle  
(Fig. 1 bis 6)  
Last-Q 1500 kg. 1/16 Ng.



**GALL'SCHE GELENKKETTE**  
und Kettenrad dazu  
(Fig. 7 bis 9)  
Directe Last-Q. 1500 kg. 1/8 Ng.

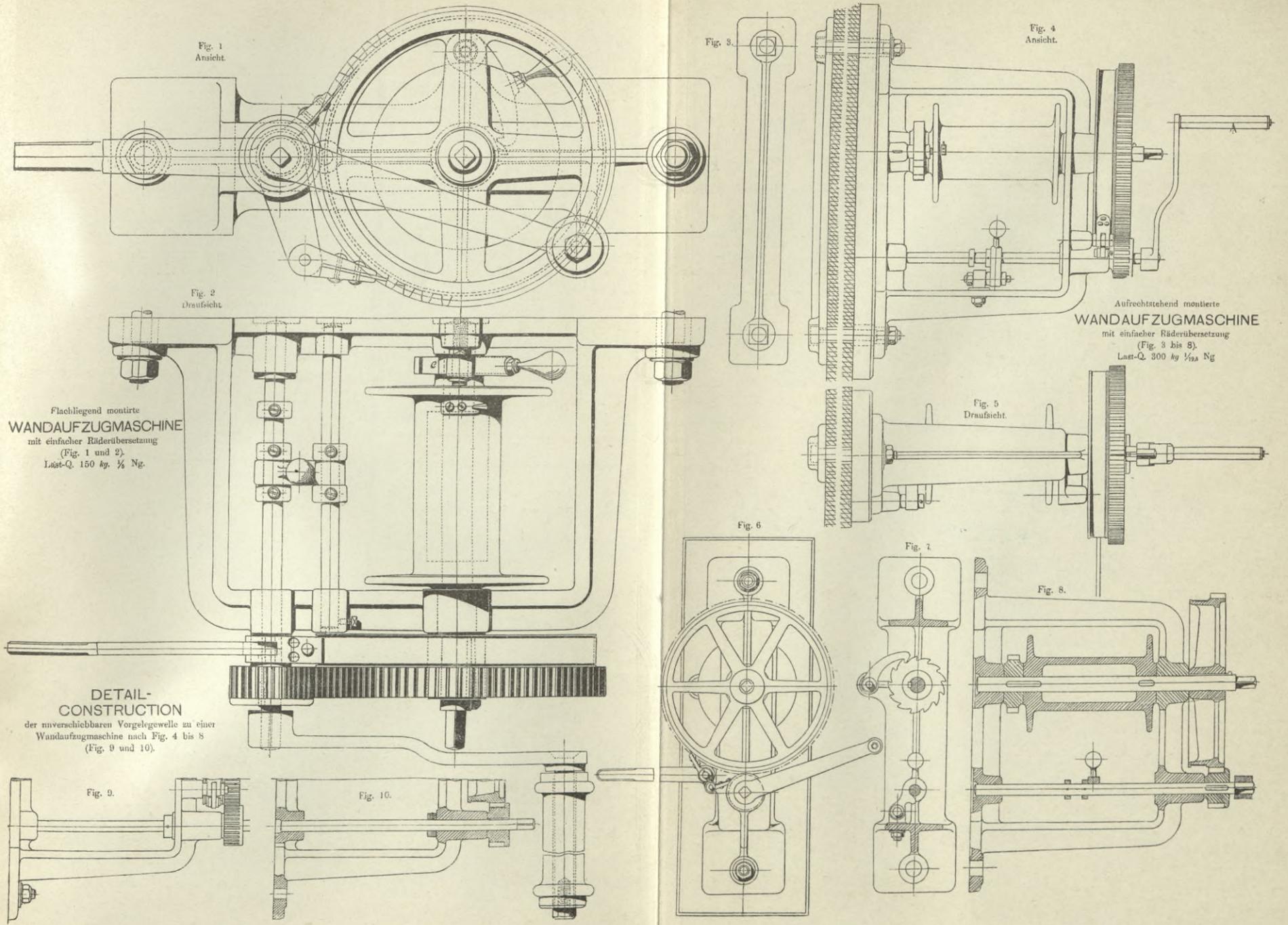


**LAUFKRAHNKATZE MIT GALL'SCHER KETTE**  
nebst Sperrwerk mit Lamellenbremse.  
Nach Ausführung von Zobel, Neubert & Co.  
(Fig. 10 und 11)  
Last-Q. 5000 kg. 1/16 Ng.



A Kettenrad.  
B Stirnrad.  
C Getriebe.  
W Antriebswelle.  
D Kettenführunggehäuse.  
E Lasthaken.  
F Lastrolle.  
G Gall'sche Kette.





Flachliegend montirte  
**WANDAUFZUGMASCHINE**  
 mit einfacher Räderübersetzung  
 (Fig. 1 und 2).  
 Last-Q. 150 kg.  $\frac{1}{2}$  Ng.

Aufrechtstehend montirte  
**WANDAUFZUGMASCHINE**  
 mit einfacher Räderübersetzung  
 (Fig. 3 bis 8).  
 Last-Q. 300 kg.  $\frac{1}{2}$  Ng.

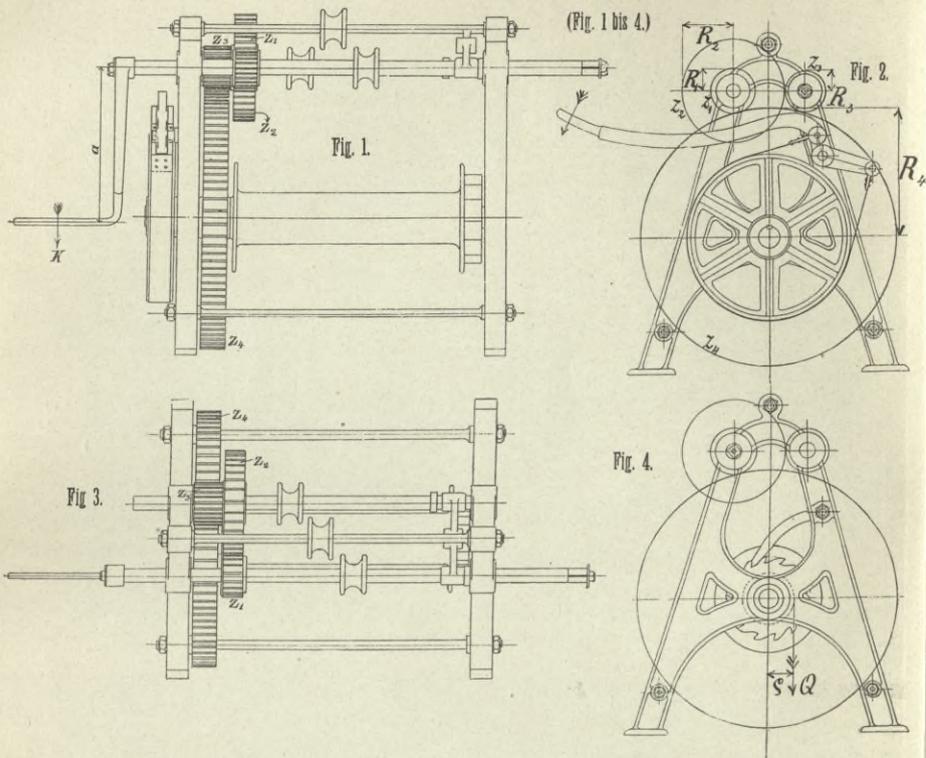
**DETAIL-CONSTRUCTION**  
 der unverschiebbaren Vorgelegewelle zu einer  
 Wandaufzugmaschine nach Fig. 4 bis 8  
 (Fig. 9 und 10).



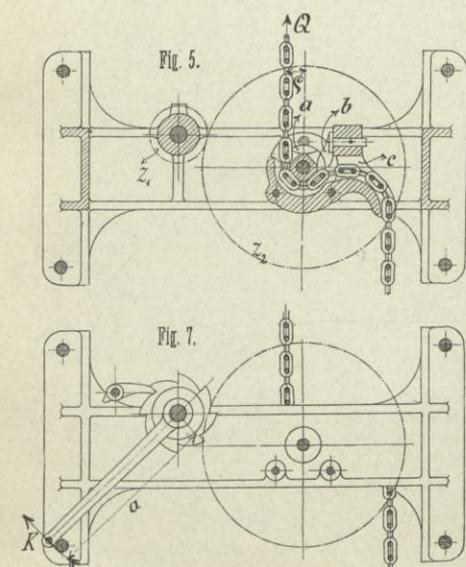




BAUWINDE mit doppelter Räderübersetzung.



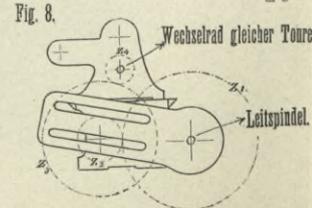
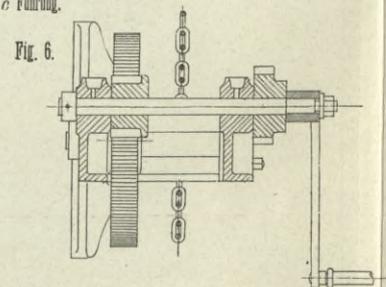
(Fig. 1 bis 4.)



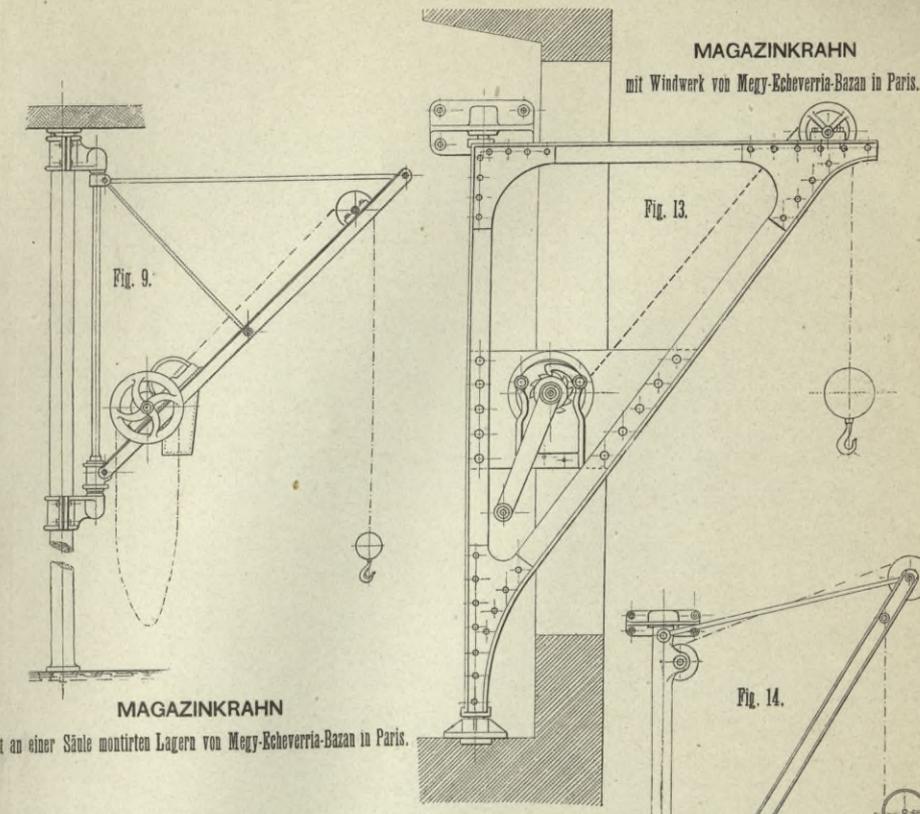
FRANZÖSISCHE BAUWINDE.

(Fig. 5 bis 7.)

- a Kettenrad.
- b Abstreifer.
- c Führung.



Anordnung der Wechselräder zum Schraubenschneiden.

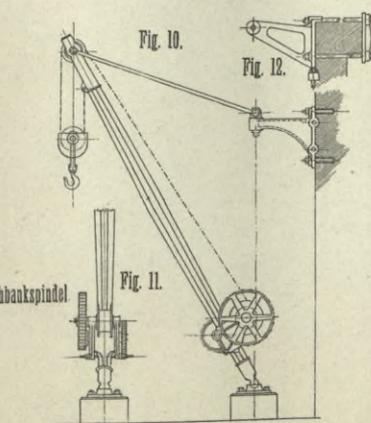


MAGAZINKRAHN

mit Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

MAGAZINKRAHN

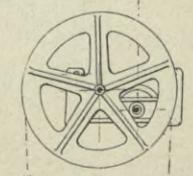
mit an einer Säule montirten Lagern von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.



MAGAZINKRAHN OHNE SÄULE

nach Ausführung der österreichischen Nordwestbahn in Wien.

(Fig. 10 bis 12.)



WANDKRAHN

mit hoher gusseiserner Säule und besonders montirtem Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

Oberes Niveau.



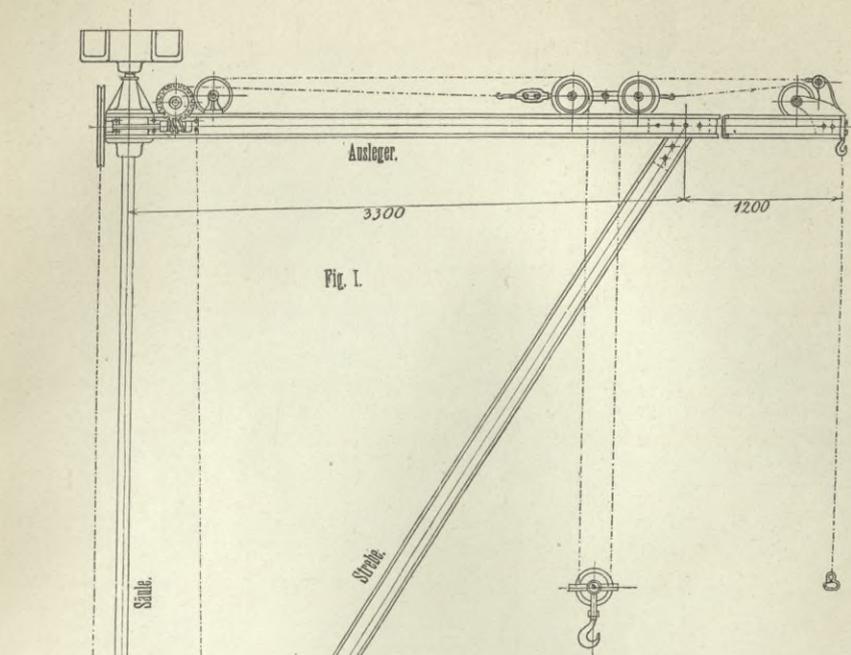


Fig. 1.

**GIESSEREIKRAHN**  
 nach Ausführung der Süd-Norddeutschen Verbindungsbahn in Reichenberg.  
 (Fig. 1 bis 4.)  
 2000 kg Tragfähigkeit. 4500 mm Höhe. 5000 mm Ausladung.

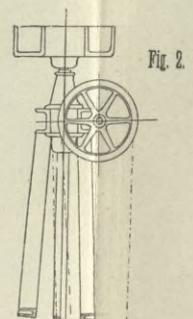
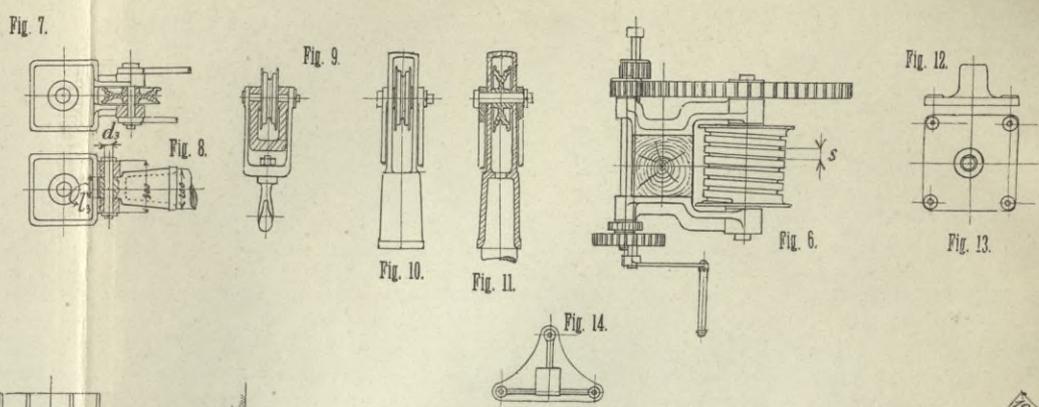
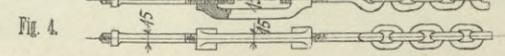
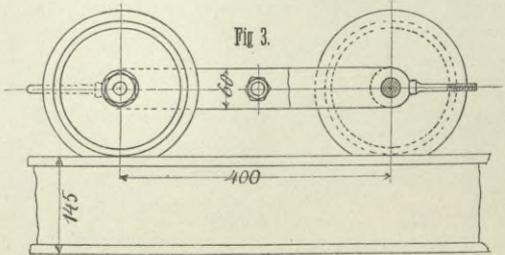
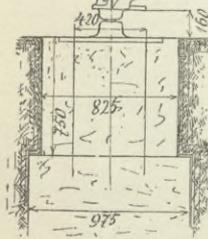
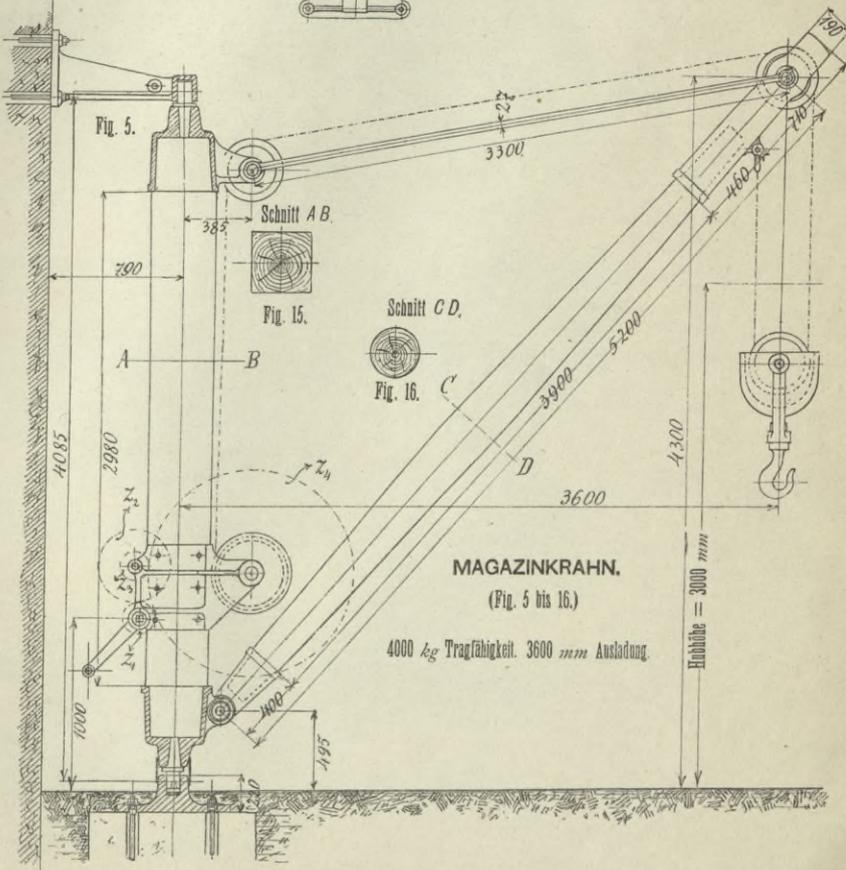


Fig. 5.



**MAGAZINKRAHN.**  
 (Fig. 5 bis 16.)  
 4000 kg Tragfähigkeit. 3600 mm Ausladung.  
 Hubhöhe = 3000 mm

Fig. 4.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 6.

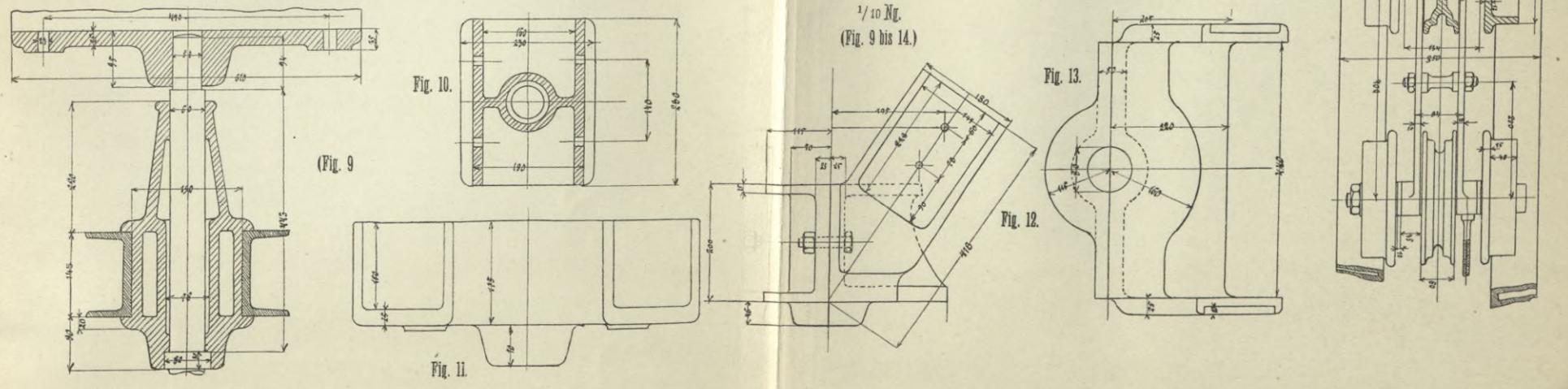
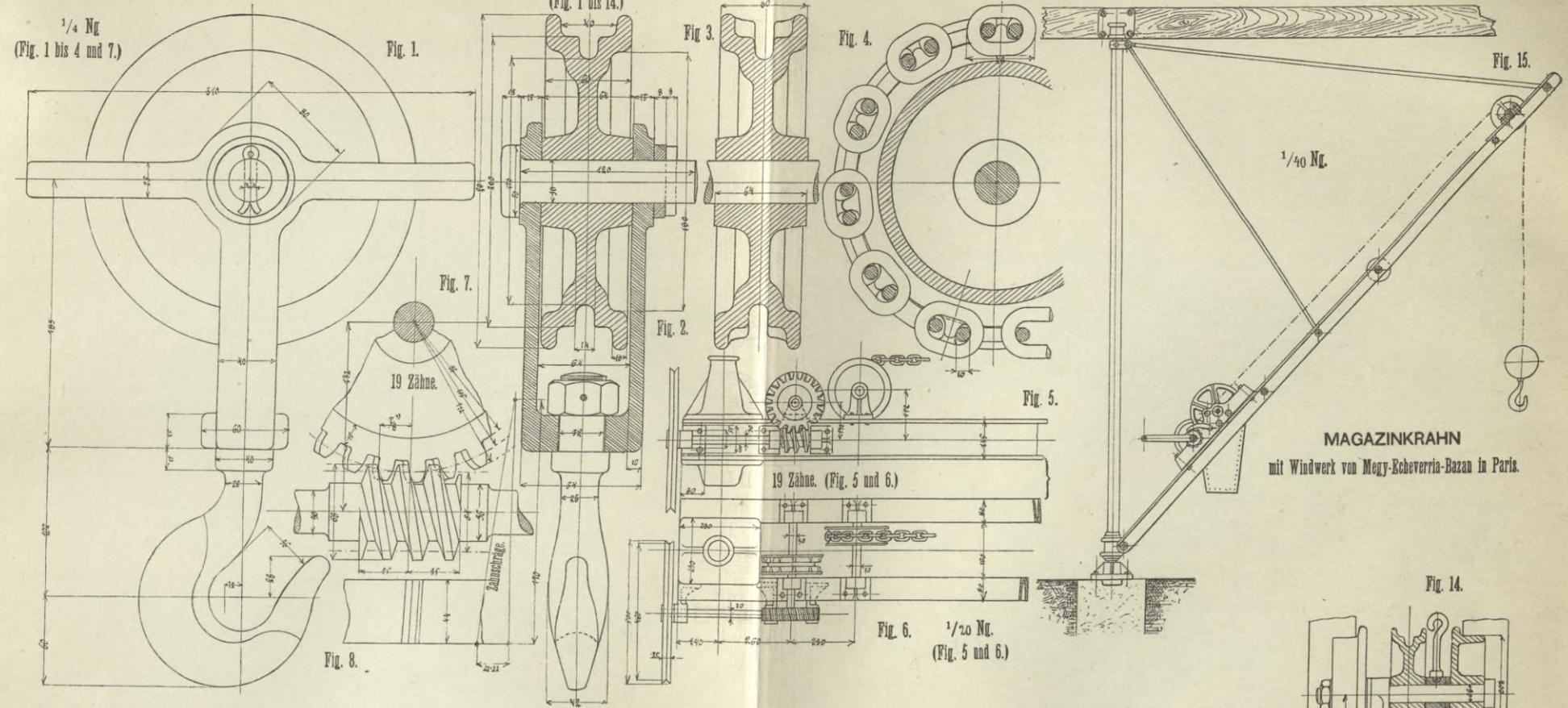
Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

BIBLIOTEKA  
KRAKÓW  
Politechniczna

Details zum GIESSEREIKRAHN Taf. XII (Fig. 1 bis 4.)  
(Fig. 1 bis 14.)





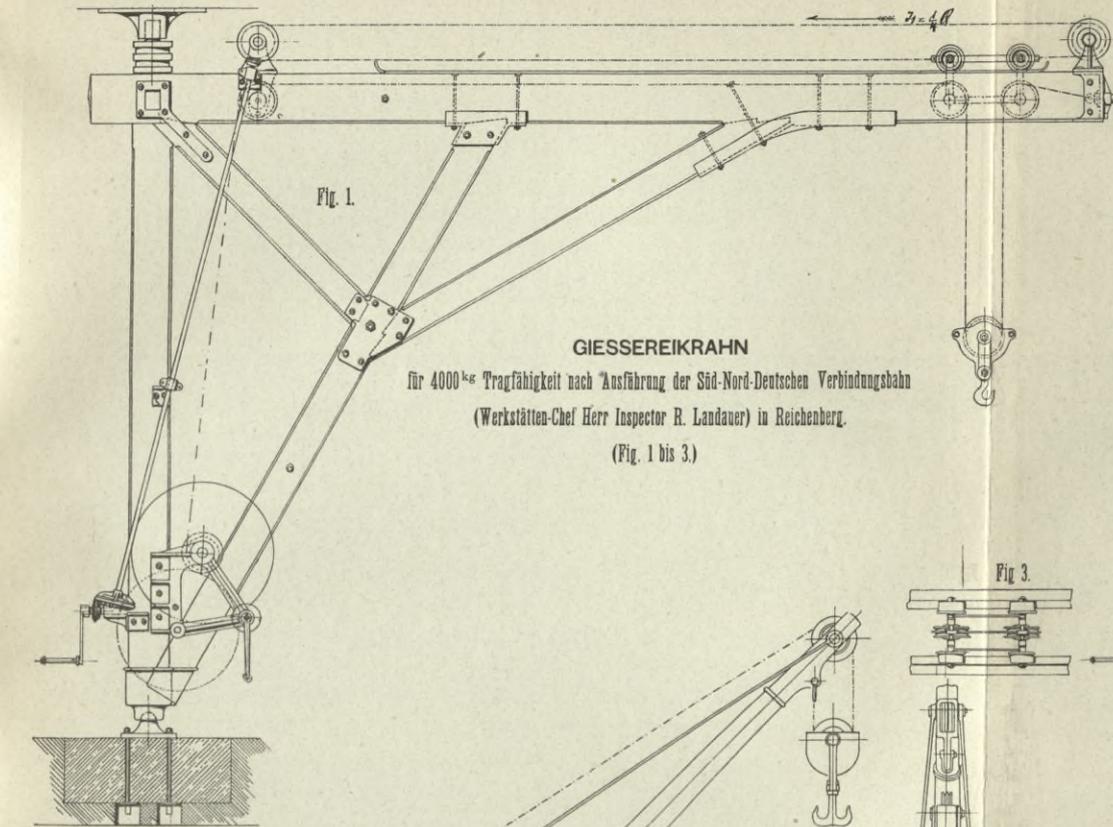


Fig. 1.

**GIESSEREIKRAHN**

für 4000<sup>kg</sup> Tragfähigkeit nach Ausführung der Süd-Nord-Deutschen Verbindungsbahn  
(Werkstätten-Chef Herr Inspector R. Landauer) in Reichenberg.  
(Fig. 1 bis 3.)

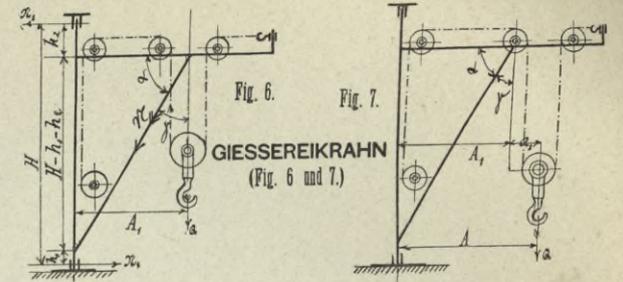


Fig. 6.

Fig. 7.

**GIESSEREIKRAHN**  
(Fig. 6 und 7.)

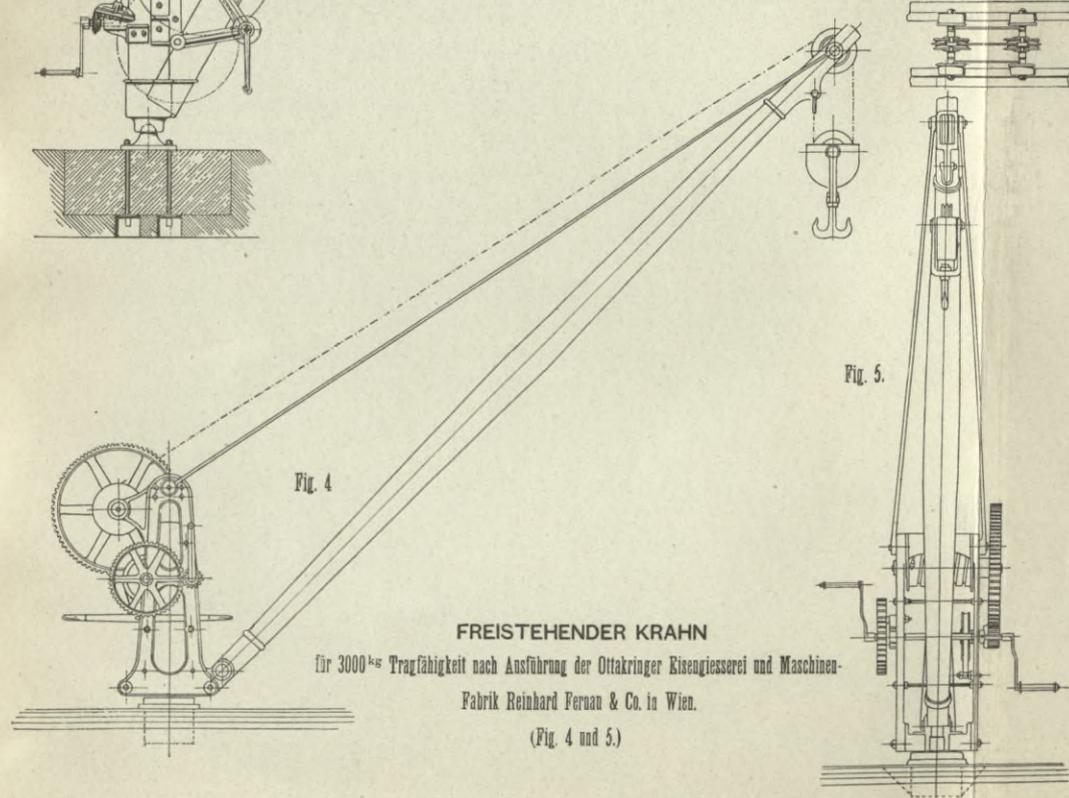


Fig. 4.

Fig. 5.

**FREISTEHENDER KRAHN**

für 3000<sup>kg</sup> Tragfähigkeit nach Ausführung der Ottakringer Eisengiesserei und Maschinen-  
Fabrik Reinhard Fernau & Co. in Wien.  
(Fig. 4 und 5.)

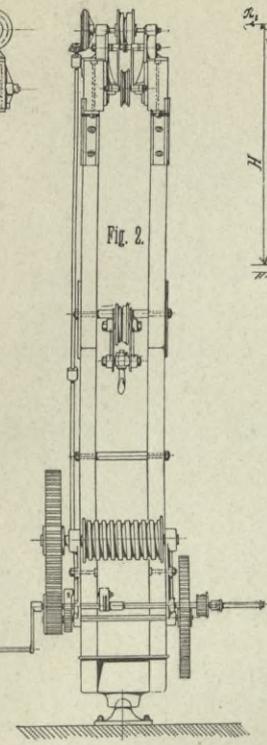


Fig. 2.

Fig. 3.

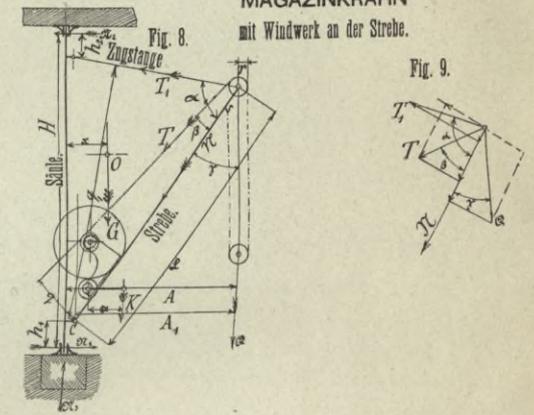


Fig. 8.

Fig. 9.

**MAGAZINKRAHN**  
mit Windwerk an der Strebe.

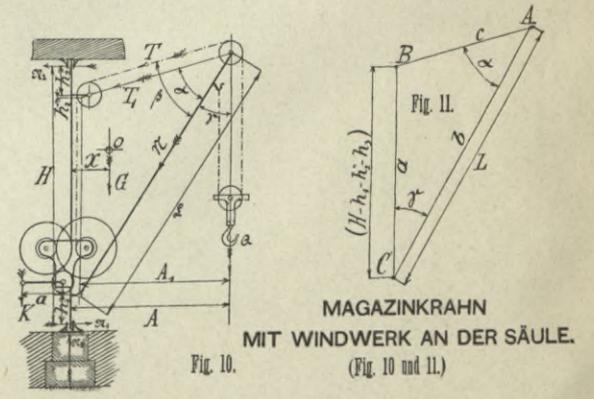


Fig. 10.

Fig. 11.

**MAGAZINKRAHN**  
MIT WINDWERK AN DER SÄULE.  
(Fig. 10 und 11.)

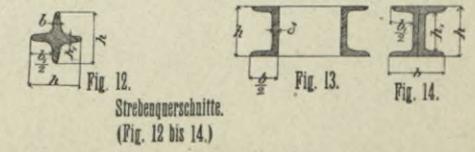


Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

**Strebenquerschnitte.**  
(Fig. 12 bis 14.)



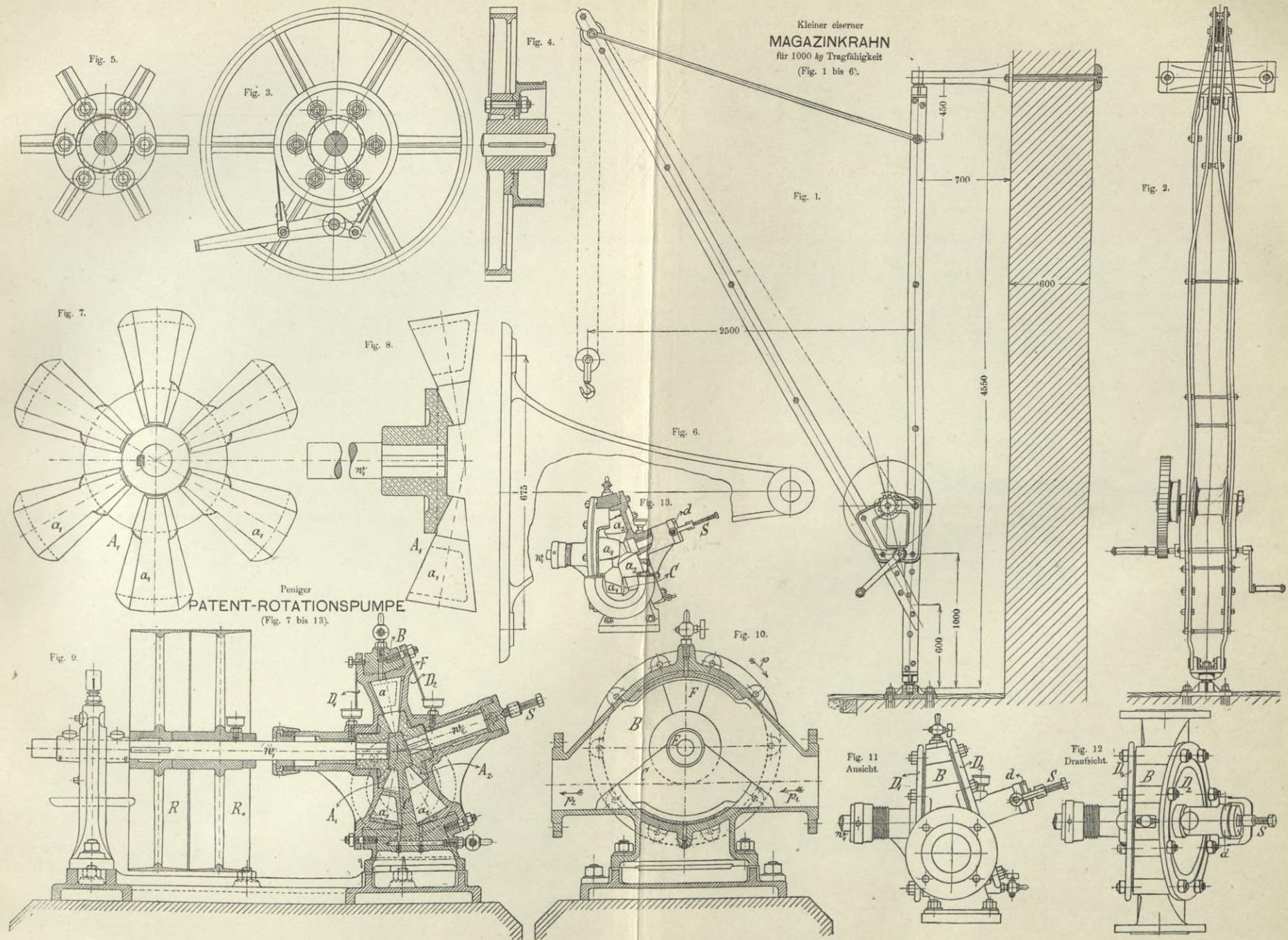
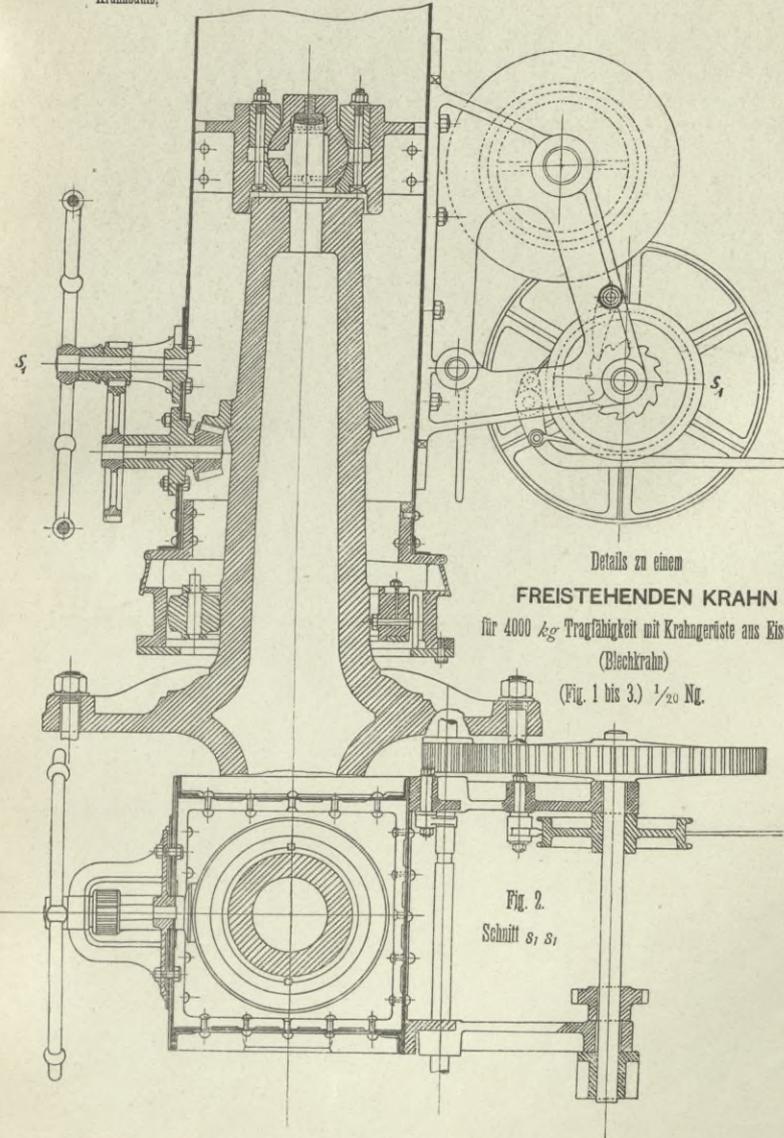


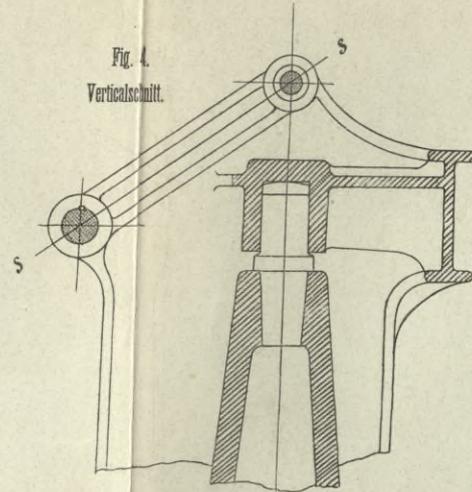


Fig. 1.  
Verticalsechnitt durch die  
Krahnsäule,



Details zu einem  
**FREISTEHENDEN KRAHN**  
für 4000 kg Tragfähigkeit mit Krahngerüste aus Eisenblech  
(Blechkrahn)  
(Fig. 1 bis 3.)  $\frac{1}{20}$  Ng.

Fig. 4.  
Verticalsechnitt.



Details zu einem  
**FREISTEHENDEN KRAHN**  
für 6000 kg Tragfähigkeit.  
(Fig. 4 bis 6.)  $\frac{1}{20}$  Ng.

Fig. 5.  
Schnitt s s

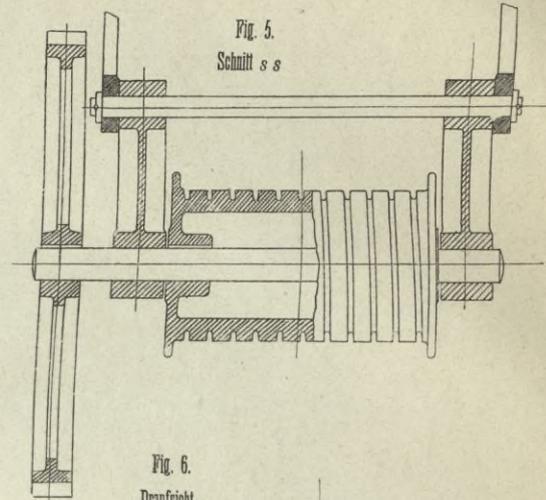


Fig. 6.  
 Draufsicht.

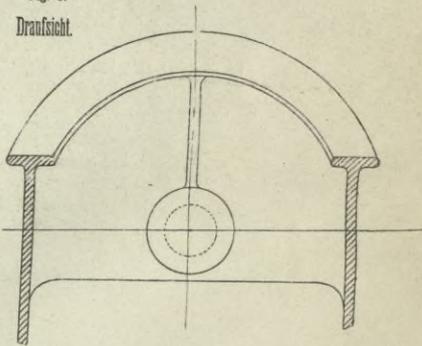


Fig. 2.  
Schnitt  $s_1 s_1$

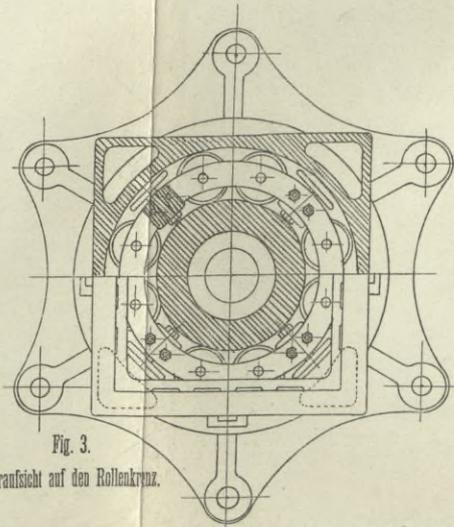


Fig. 3.  
 Draufsicht auf den Rollenkreuz.

Horizontale einfachwirkende **SPEISEPUMPE.**

58 mm Kolbendurchmesser, 60 mm Hub,  
65 minütliche Hebe.  
(Fig. 7 und 8.)

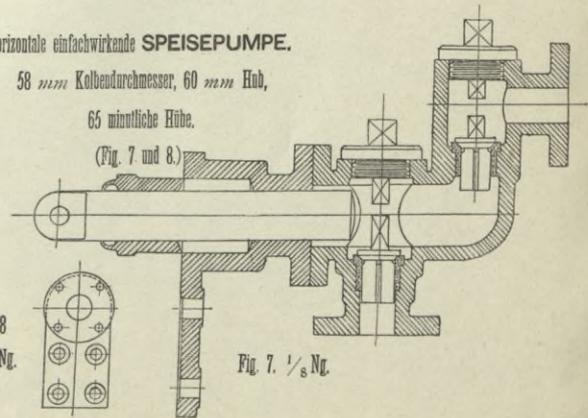
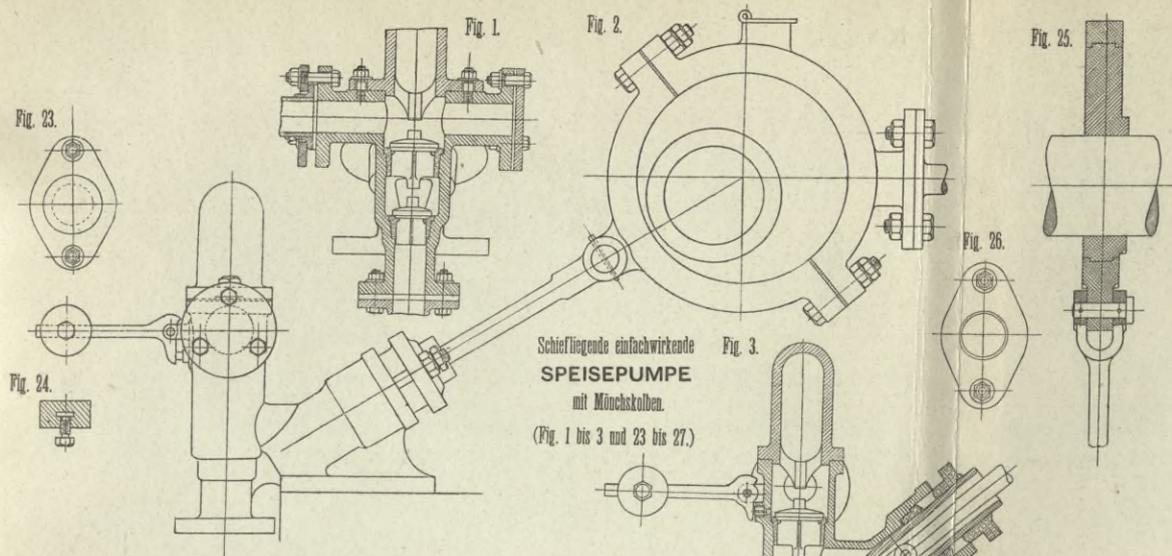


Fig. 8  
 $\frac{1}{16}$  Ng.

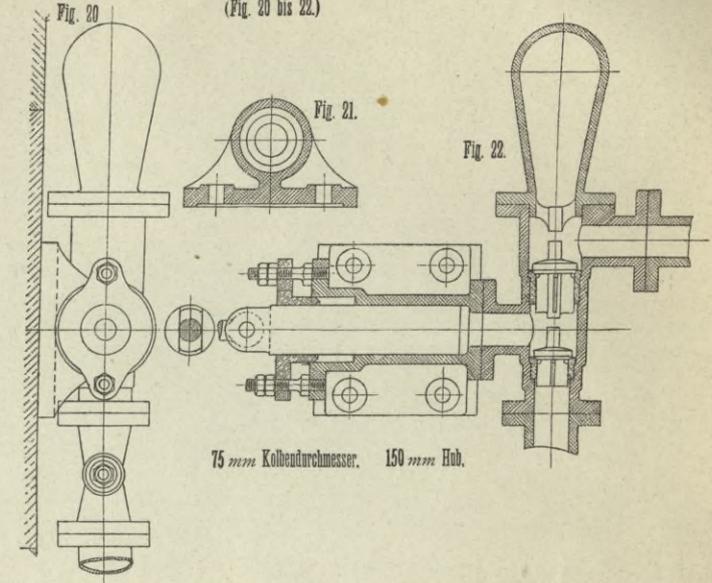
Fig. 7.  $\frac{1}{8}$  Ng.





Schief liegende einfachwirkende  
SPEISEPUMPE  
mit Mönchskolben.  
(Fig. 1 bis 3 und 23 bis 27.)

Einfachwirkende SPEISEPUMPE.  
(Fig. 20 bis 22.)



75 mm Kolbendurchmesser. 150 mm Hob.

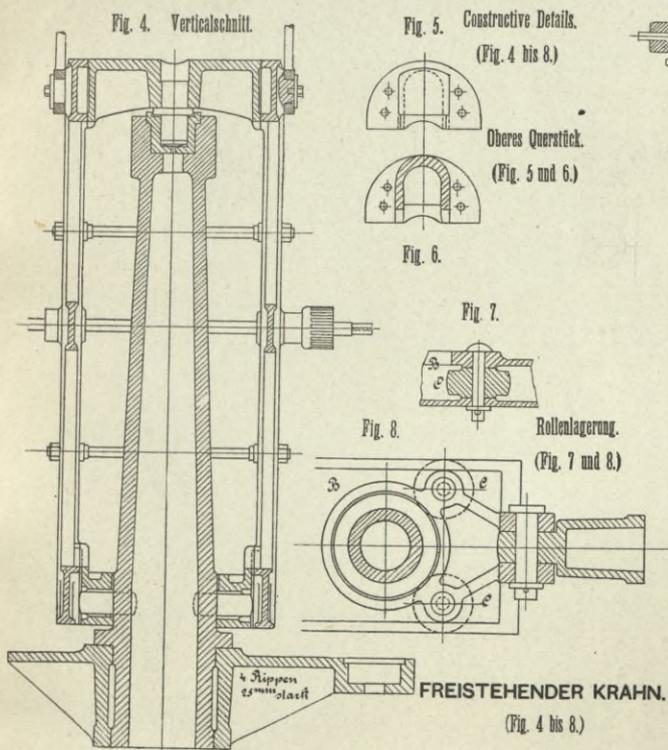
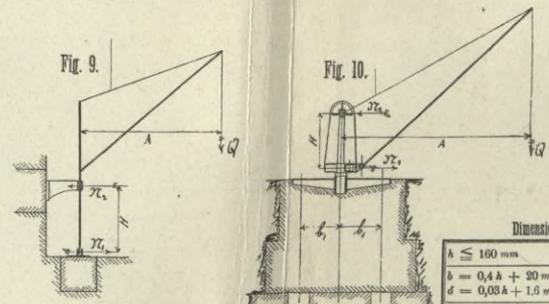


Fig. 5. Constructive Details.  
(Fig. 4 bis 8.)

Fig. 8. Rollenlagerung.  
(Fig. 7 und 8.)

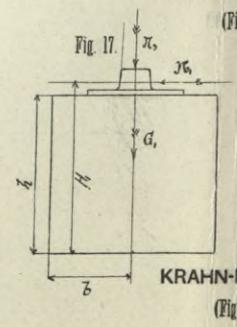
FREISTEHENDER KRAHN.  
(Fig. 4 bis 8.)



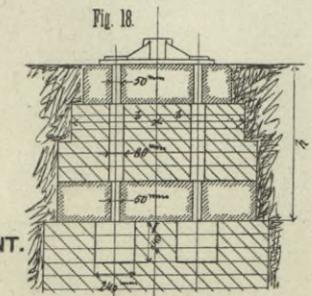
KRAHN-AUFSTELLUNG.  
(Fig. 9, 10 und 19.)

Dimensionen zu Fig. 12.

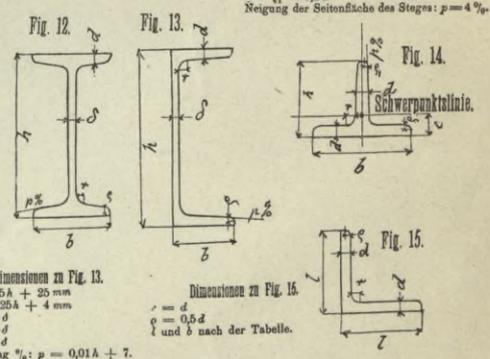
$h \leq 160 \text{ mm}$	$h \leq 160 \text{ mm}$
$b = 0,4h + 30 \text{ mm}$	$b = 0,3h + 36 \text{ mm}$
$d = 0,03h + 1,5 \text{ mm}$	$d = 0,04h$
$d = 1,5d; r = 1,2d; \rho = 0,6d;$	
Neigung $\alpha_0; p = 0,02h + 7.$	



KRAHN-FUNDAMENT.  
(Fig. 17 und 18.)



Stützung des drehbaren Krahngestelles.  
Fig. 11.



Dimensionen zu Fig. 14.  
 $d = 0,1b + 1 \text{ mm}$   
 $h = 0,77b$   
 $r = 0,8d$   
 $\rho = 0,4d$   
 $\alpha_0 = 0,2d$   
Neigung der Seitenfläche des Stages:  $p = 4 \%$ .

Dimensionen zu Fig. 13.  
 $b = 0,25h + 25 \text{ mm}$   
 $d = 0,035h + 4 \text{ mm}$   
 $d = 1,5d$   
 $r = 1,5d$   
 $\rho = 0,6d$   
Neigung  $\alpha_0; p = 0,01h + 7.$

Dimensionen zu Fig. 15.  
 $r = d$   
 $\rho = 0,5d$   
 $l$  und  $b$  nach der Tabelle.

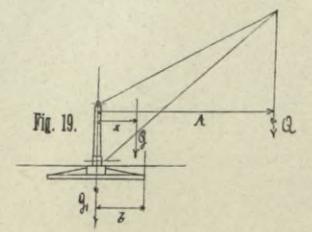
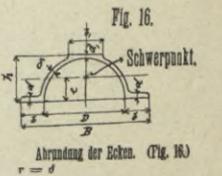
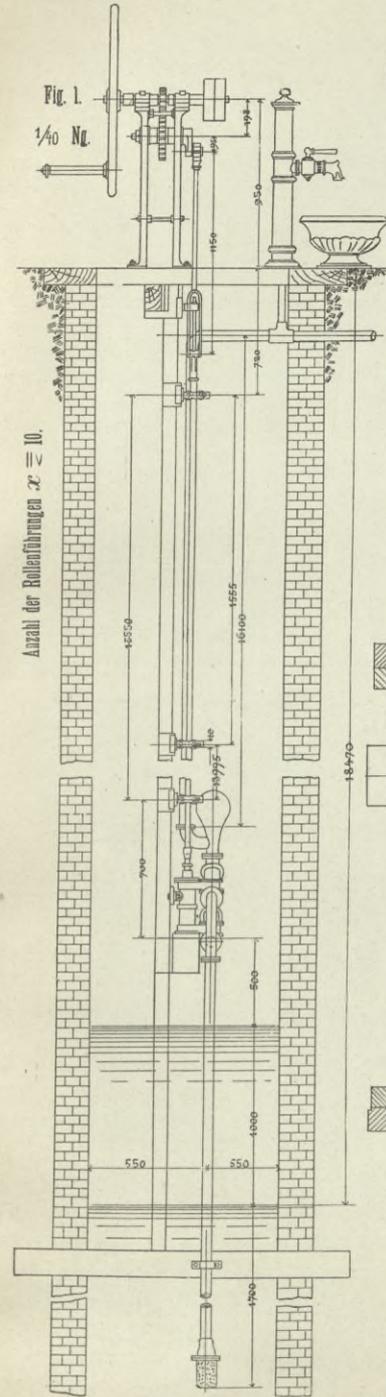


Fig. 19.

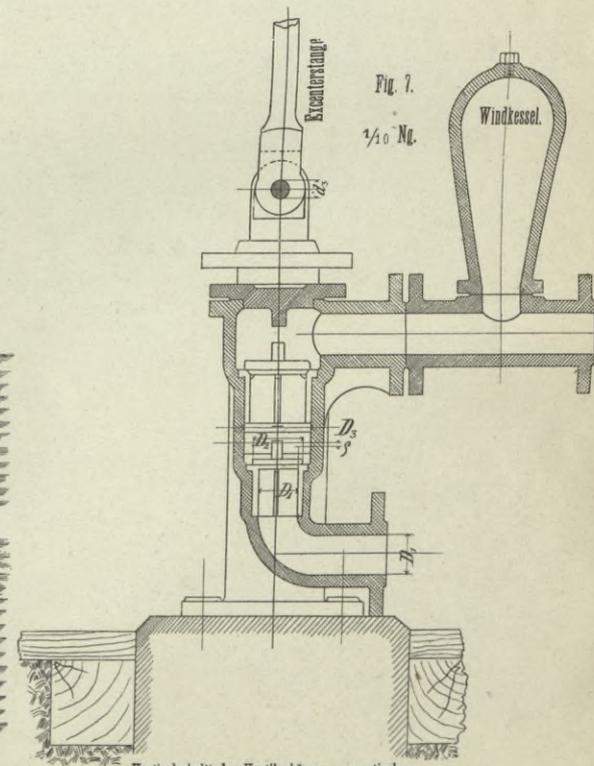
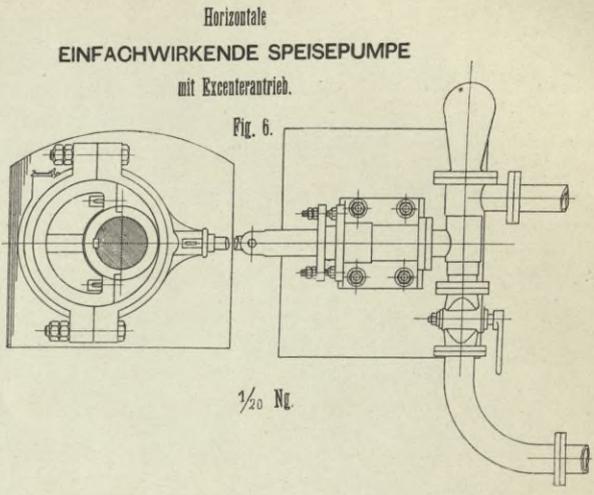
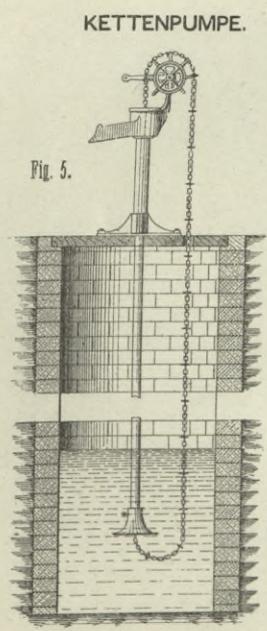
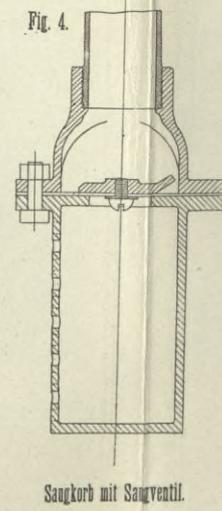
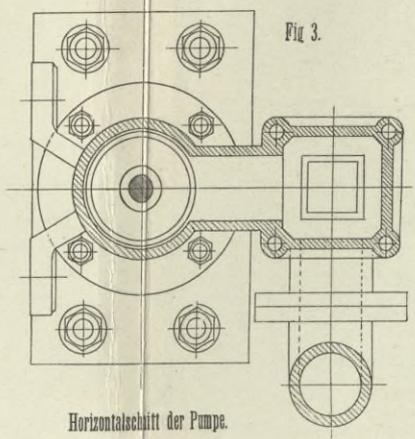
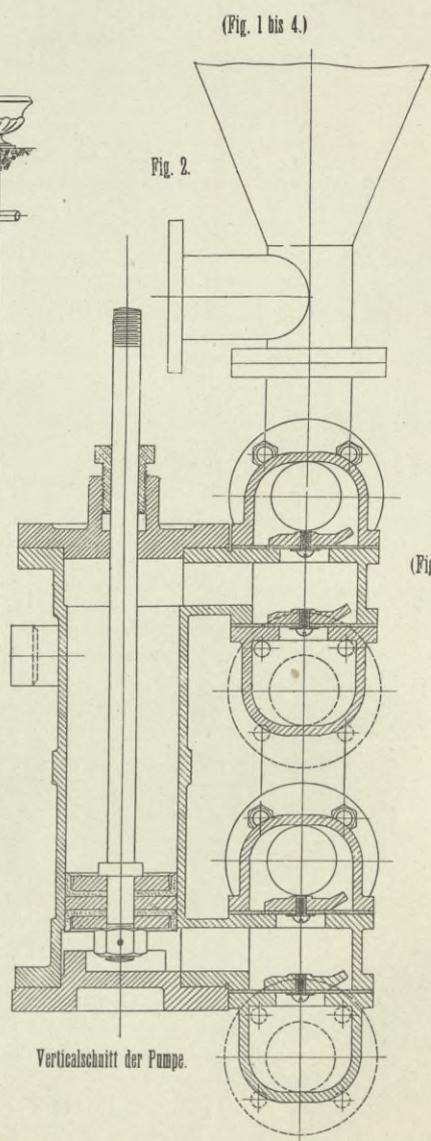


Abrundung der Ecken. (Fig. 16.)  
 $r = d$





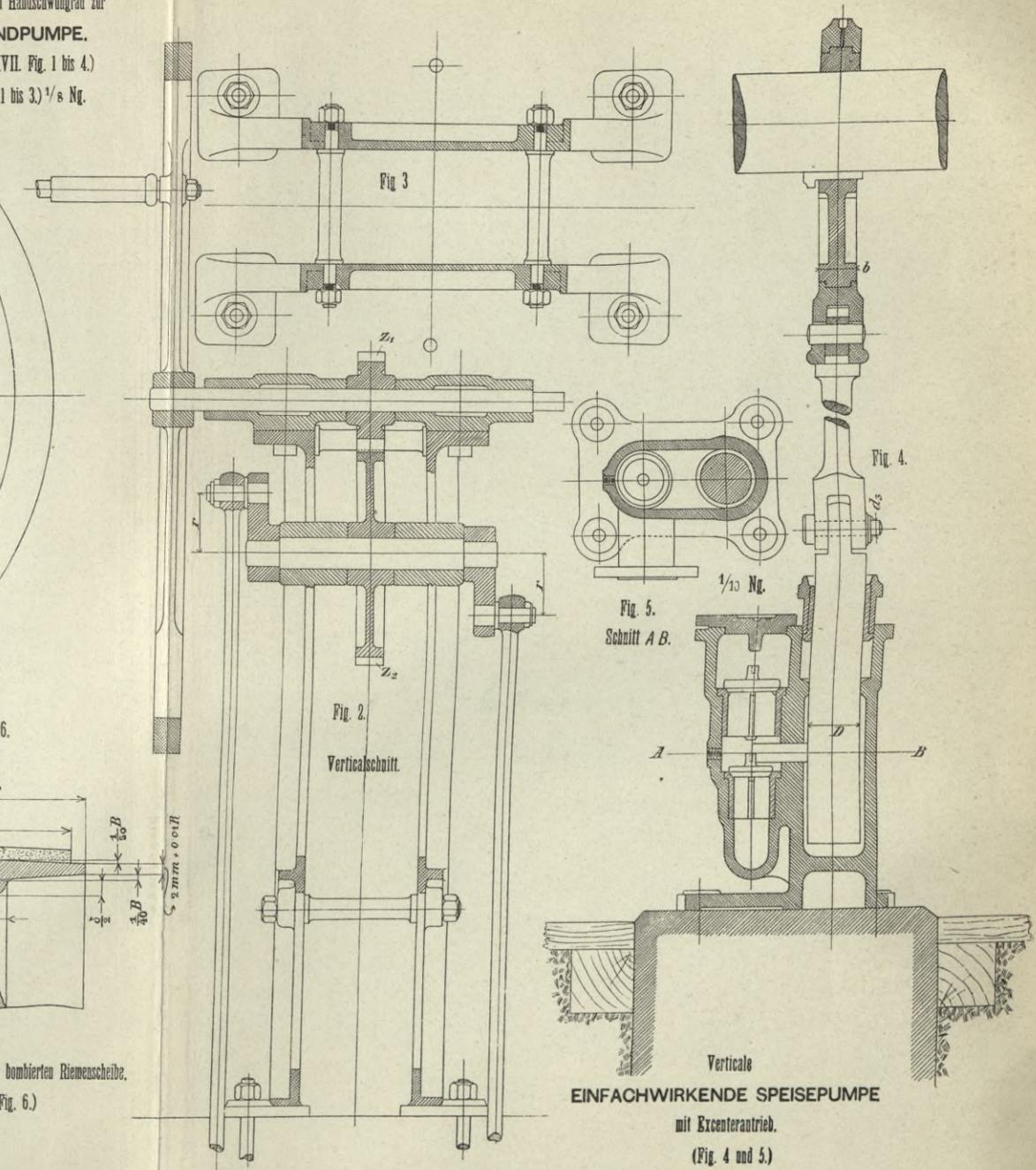
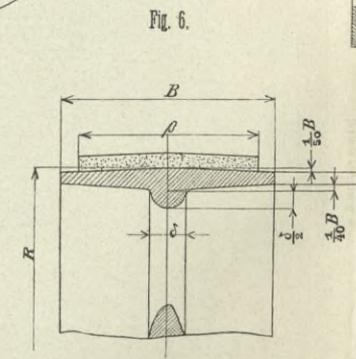
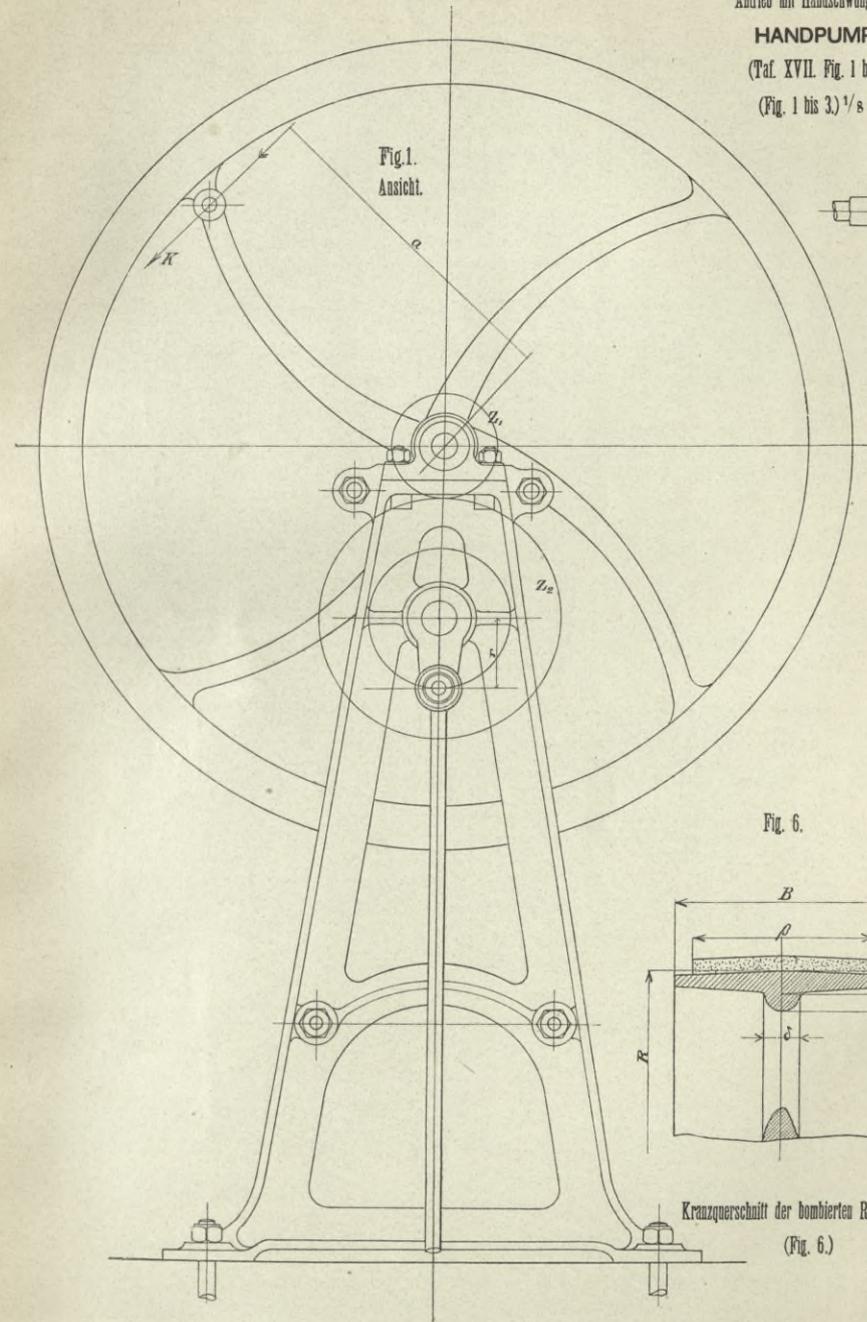
HANDPUMPE mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung



Taf. XVIII, Fig. 4 und 5.



Antrieb mit Handschwungrad zur  
**HANDPUMPE.**  
(Taf. XVII. Fig. 1 bis 4.)  
(Fig. 1 bis 3.)  $\frac{1}{8}$  Ng.



Verticale  
**EINFACHWIRKENDE SPEISEPUMPE**  
mit Excenterantrieb.  
(Fig. 4 und 5.)



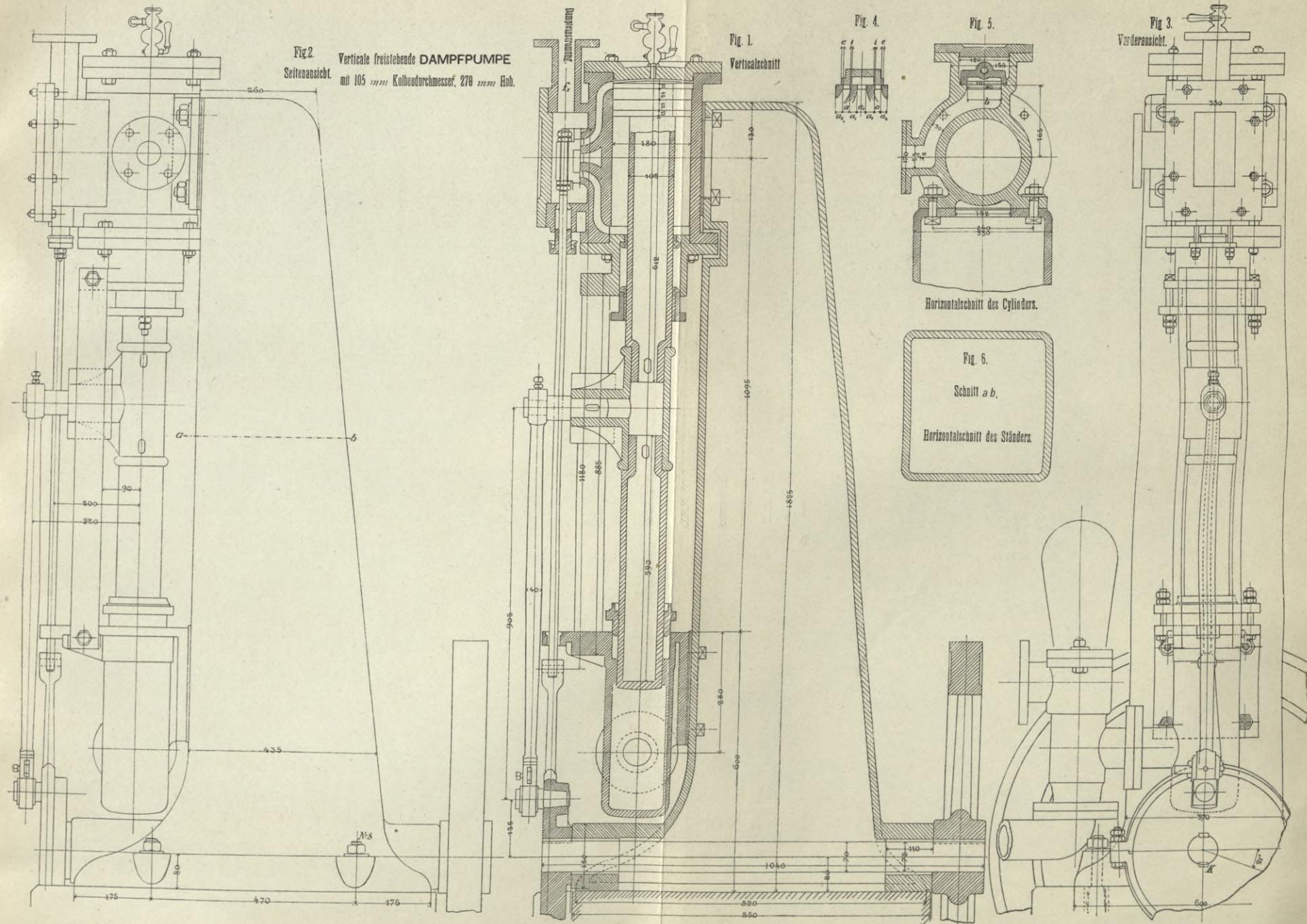


Fig. 2. Verticale freistehende DAMFPUMPE mit 105 mm Kolbendurchmesser, 270 mm H<sub>0</sub>h.

Fig. 1. Vertikalschnitt

Fig. 4.

Fig. 5.

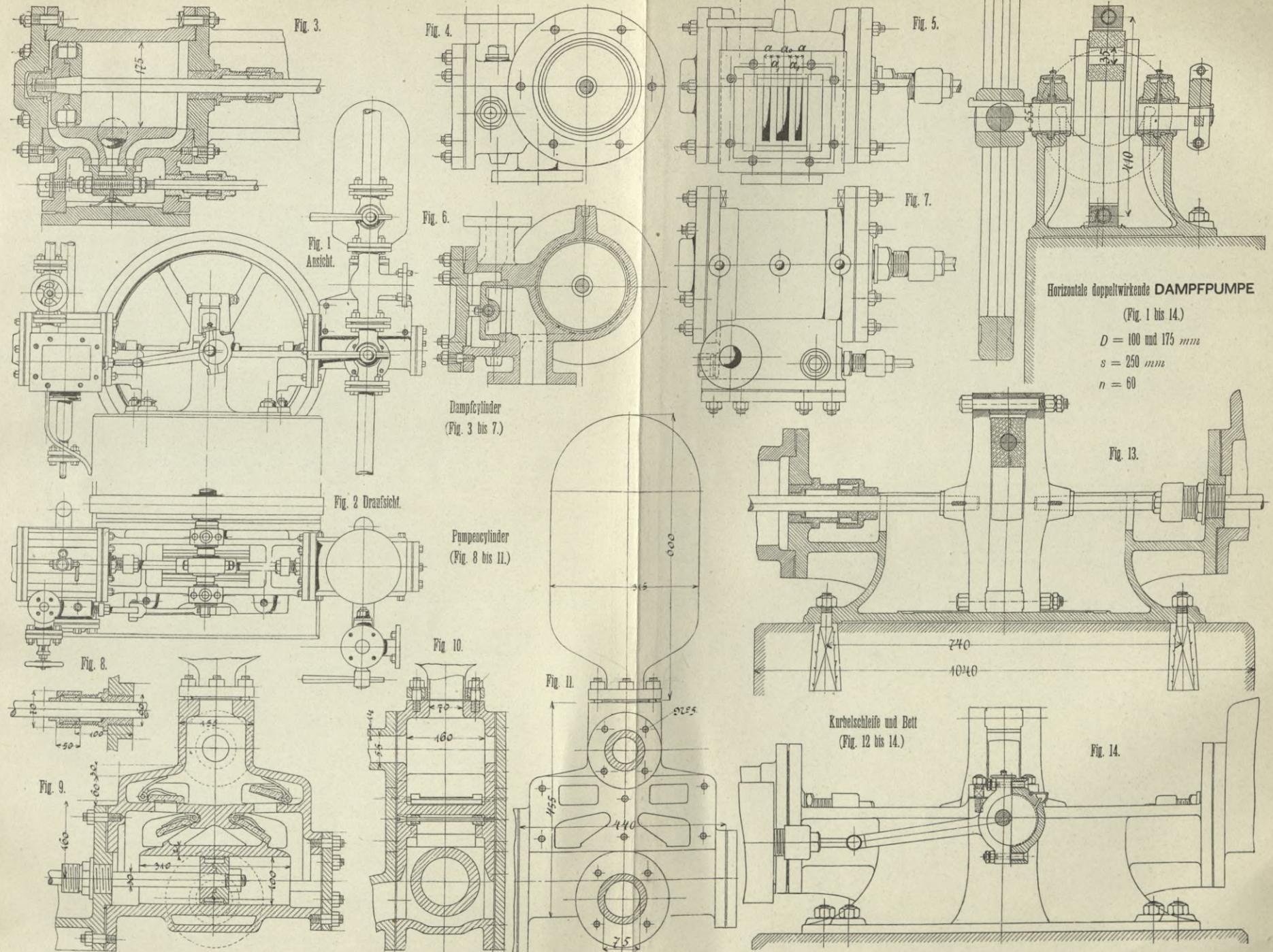
Fig. 3.

Horizontalschnitt des Cylinders.

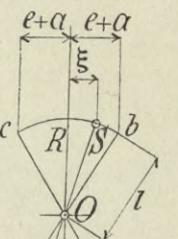
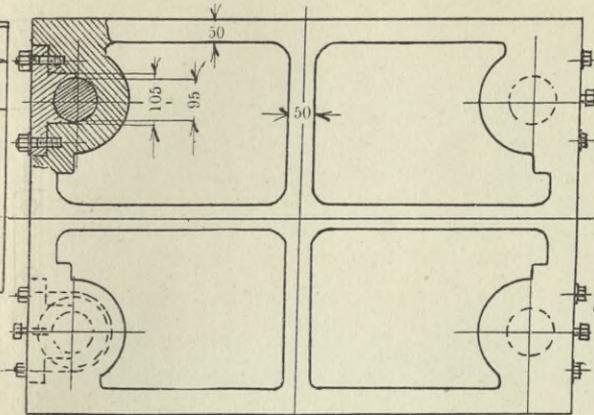
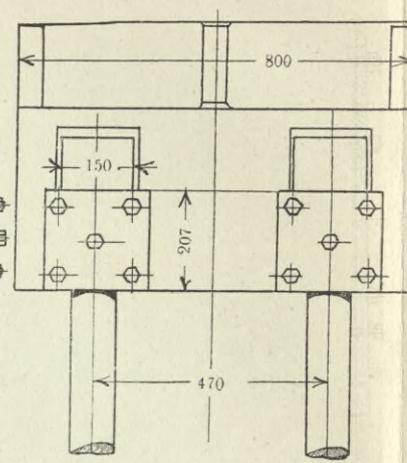
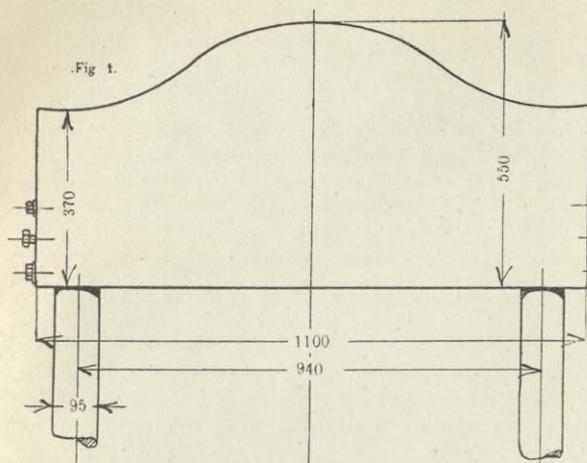
Fig. 6. Schnitt a b. Horizontalschnitt des Ständers.

Vorderansicht.

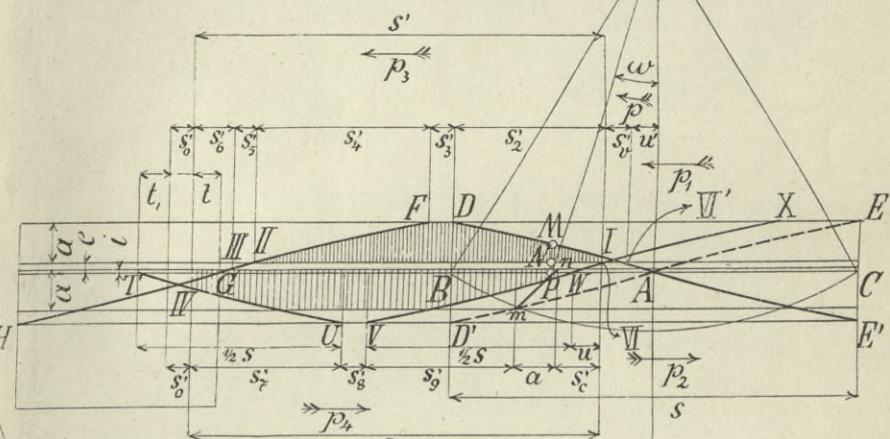
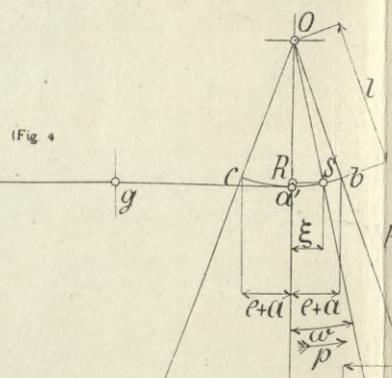
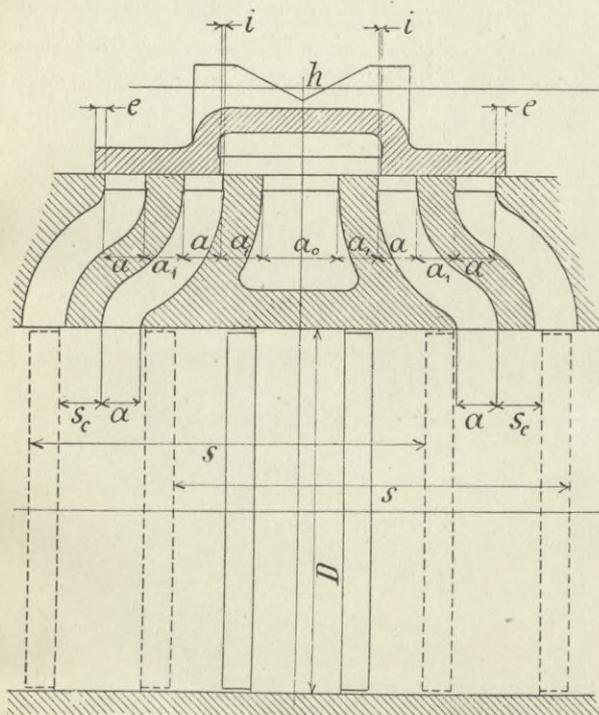






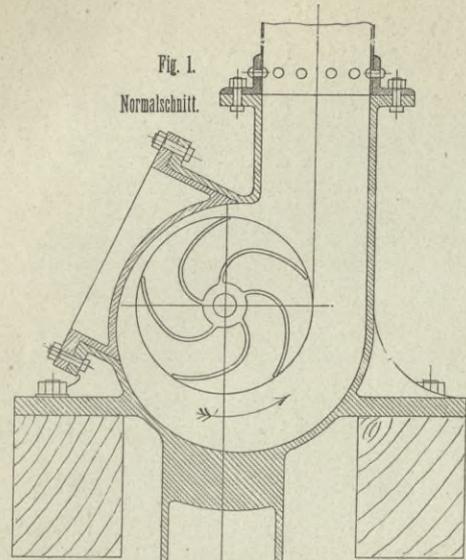


Detailconstruction des Kopfstückes zu einer HYDRAULISCHEN PRESSE (Fig. 1 bis 3) 1/12 Ng



Schiebersteuerungs-Diagramm für die WORTHINGTON-DAMPFPUMPE (Fig. 4 und 5)





CENTRIFUGALPUMPE.

(Fig. 1 und 2.)

$\frac{1}{10}$  Ng.

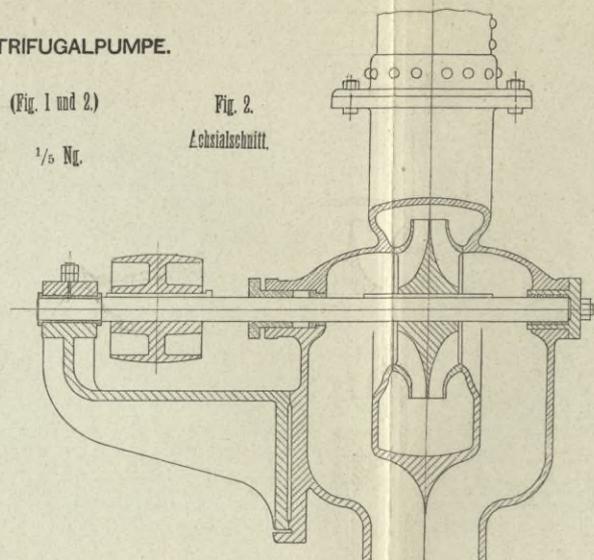


Fig. 2.

Echtschnitt.

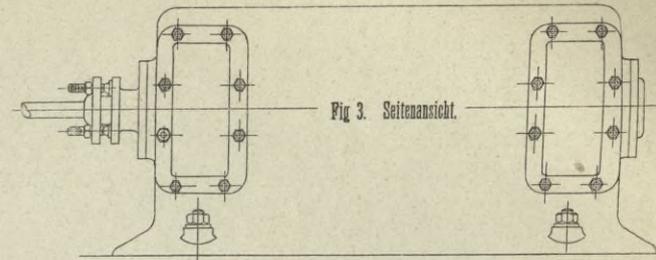
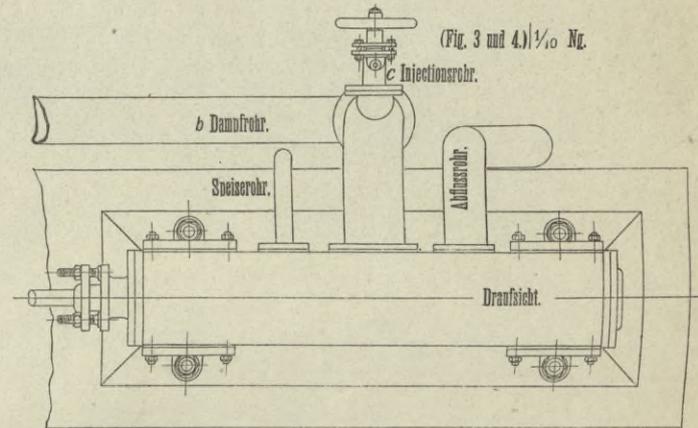


Fig. 3. Seitenansicht.

CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 3 bis 10.)

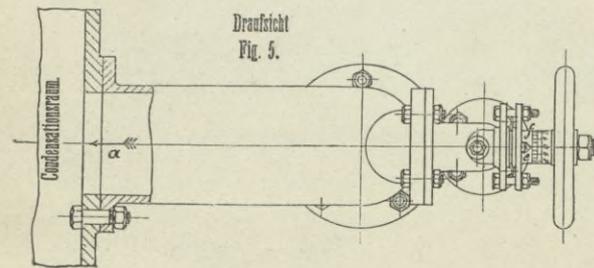
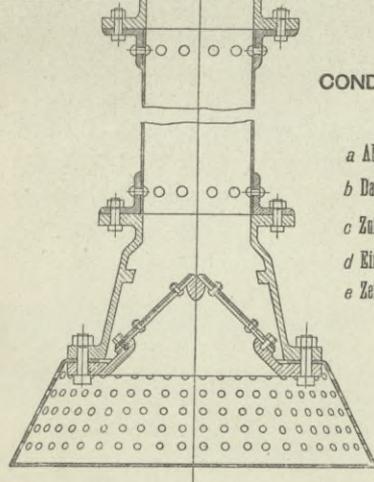


(Fig. 3 und 4.)  $\frac{1}{10}$  Ng.

CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 3 bis 10.)

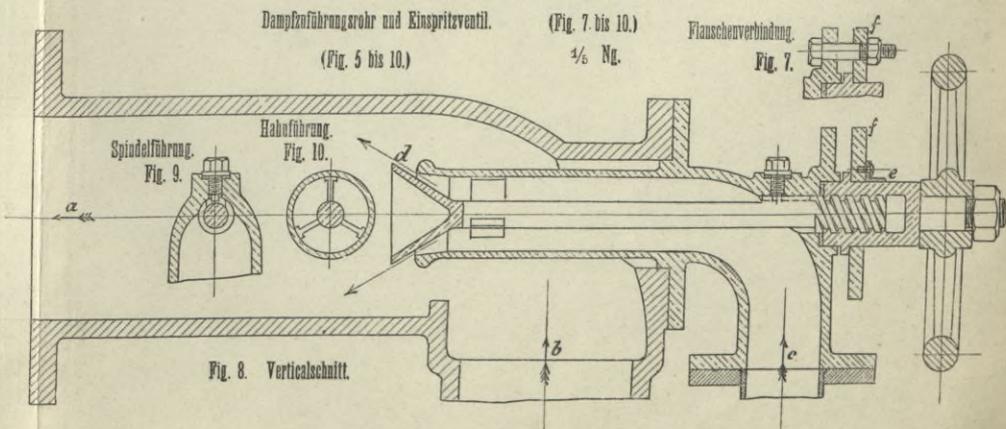
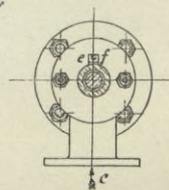
- a Abfluss des Gemisches zum Condensationsraum.
- b Dampfzufluss aus dem Dampfcylinder.
- c Zufluss des Injectionswassers (Kinspritzwassers).
- d Kinspritzventil.
- e Zeiger zur Scala für die Stellung des Kinspritzhabnes.



Draufsicht  
Fig. 5.

(Fig. 5 und 6.)  $\frac{1}{10}$  Ng.

Fig. 6. Stirnansicht



Dampfzuführungsrohr und Kinspritzventil.

(Fig. 5 bis 10.)

(Fig. 7 bis 10.)

$\frac{1}{10}$  Ng.

Flaschenverbindung.

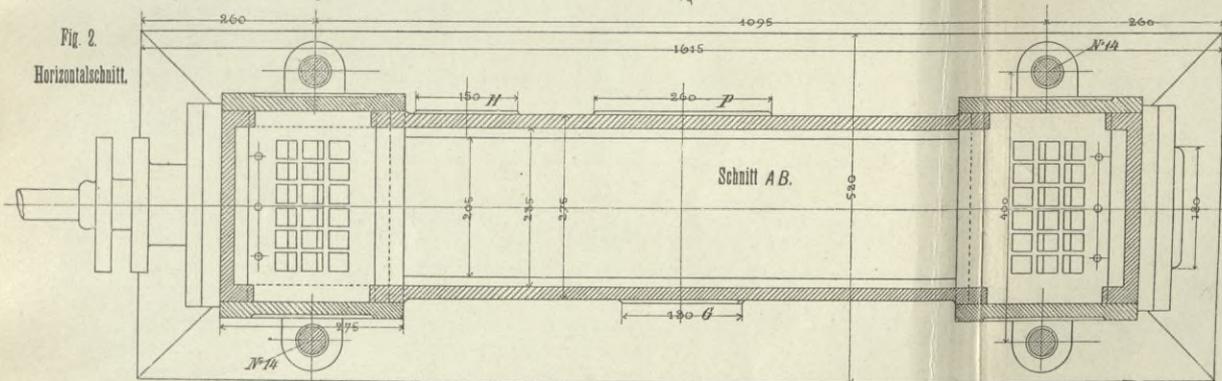
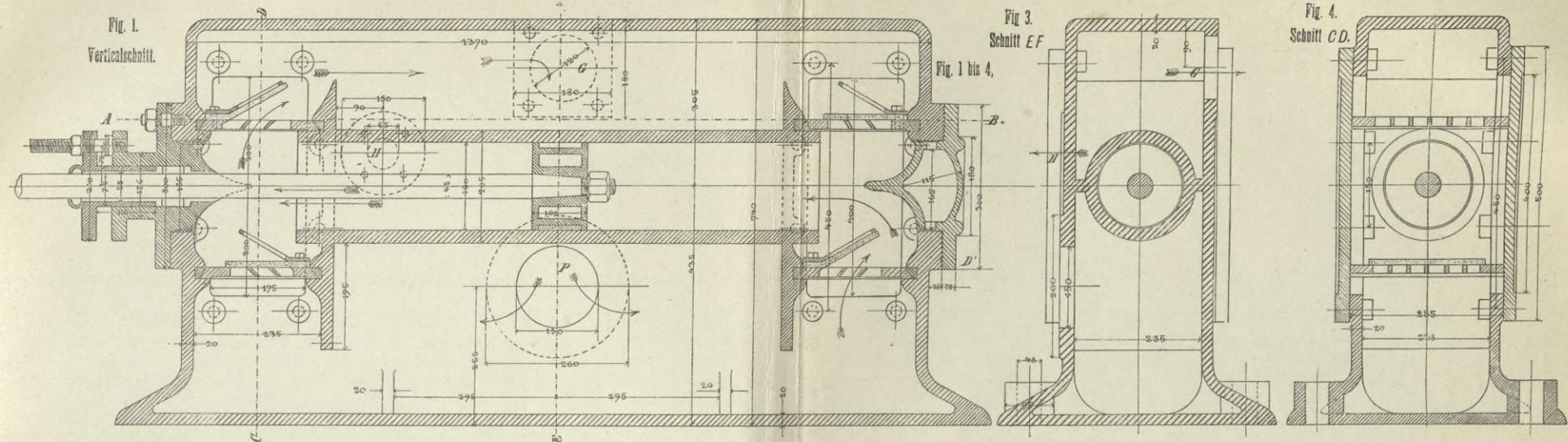
Fig. 7.

Spindelführung.  
Fig. 9.

Hahnführung.  
Fig. 10.

Fig. 8. Verticalschnitt.





CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 1 bis 8.)

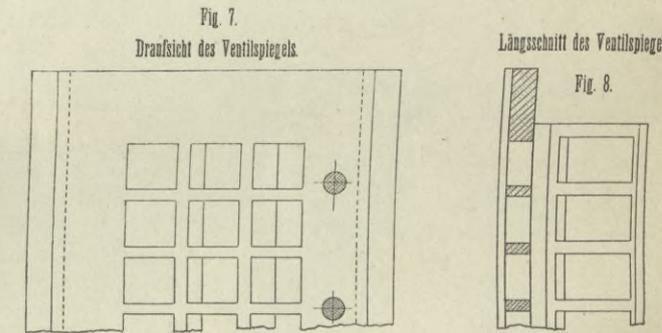


Fig. 5. Detail D'.

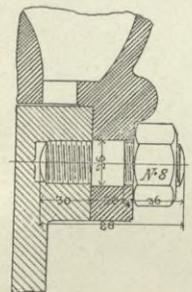
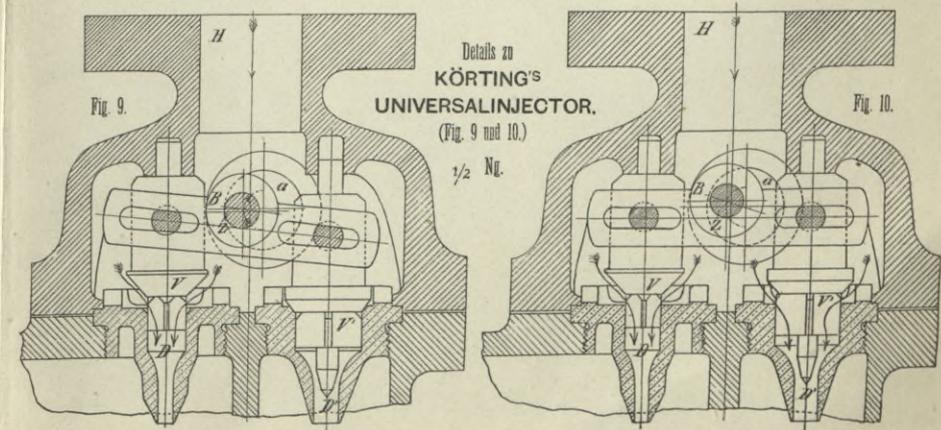
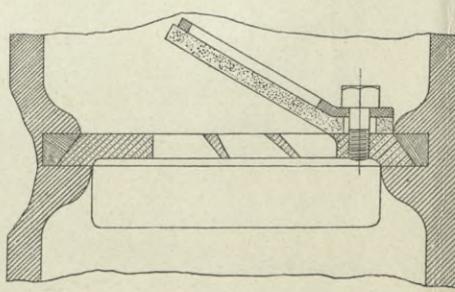


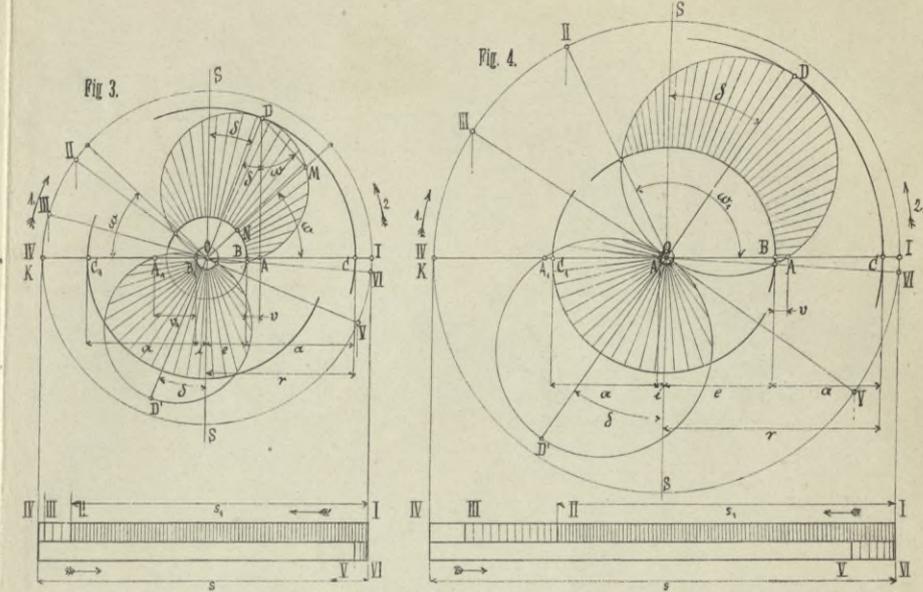
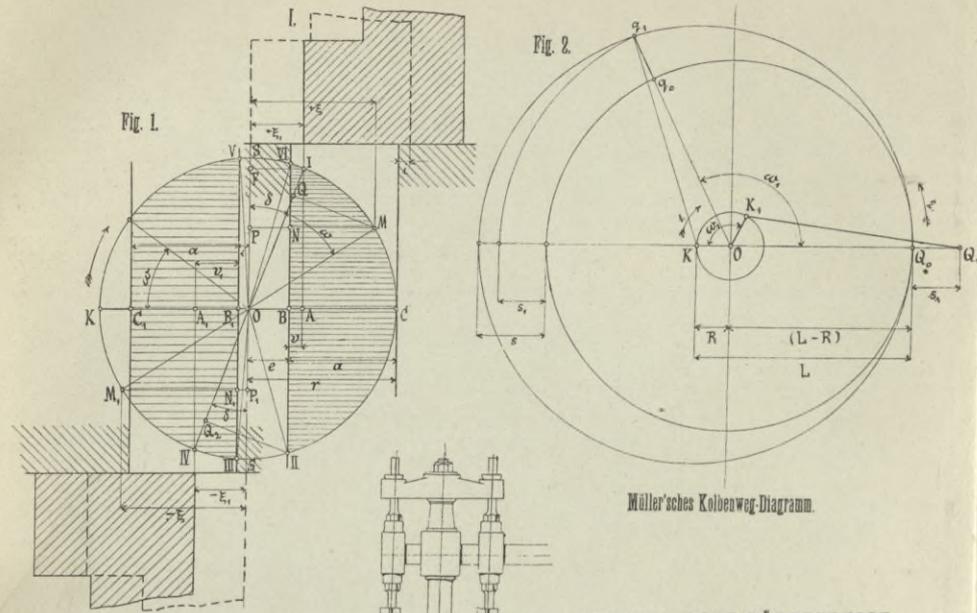
Fig. 6. Querschnitt des Sogventiles. Fig. 5 bis 8, 1/4 Ng. (Zu Fig. 9 und 10.) B Doppelhebel. VV' Dampfventile. DD' Dampföusen. H Dampftritt. z Excenterzapfen zur Hebung des Doppelhebels. a Achse des Handhebels.







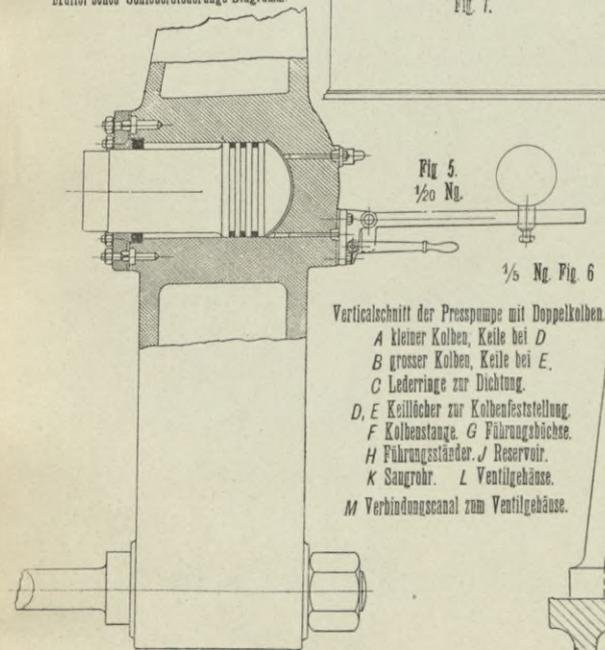




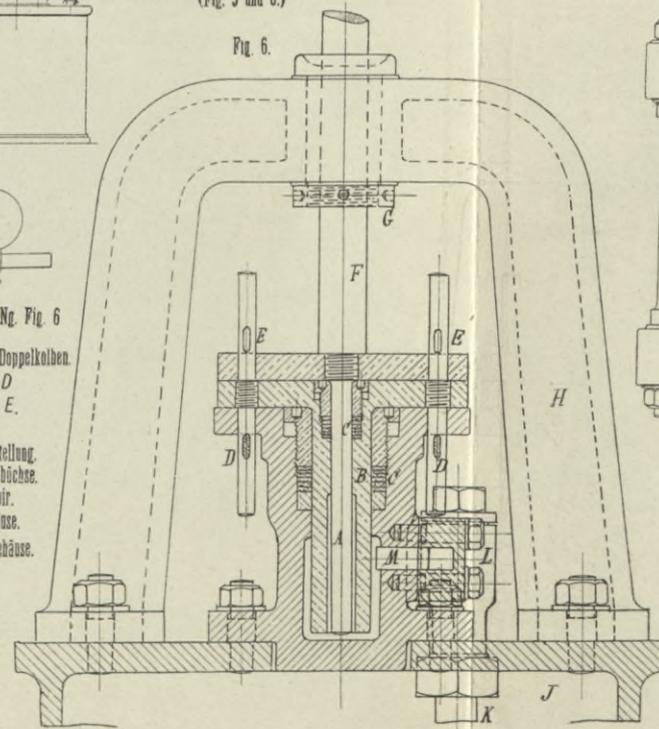
HYDRAULISCHE RÄDERPRESSE.

(Fig. 5 und 6.)

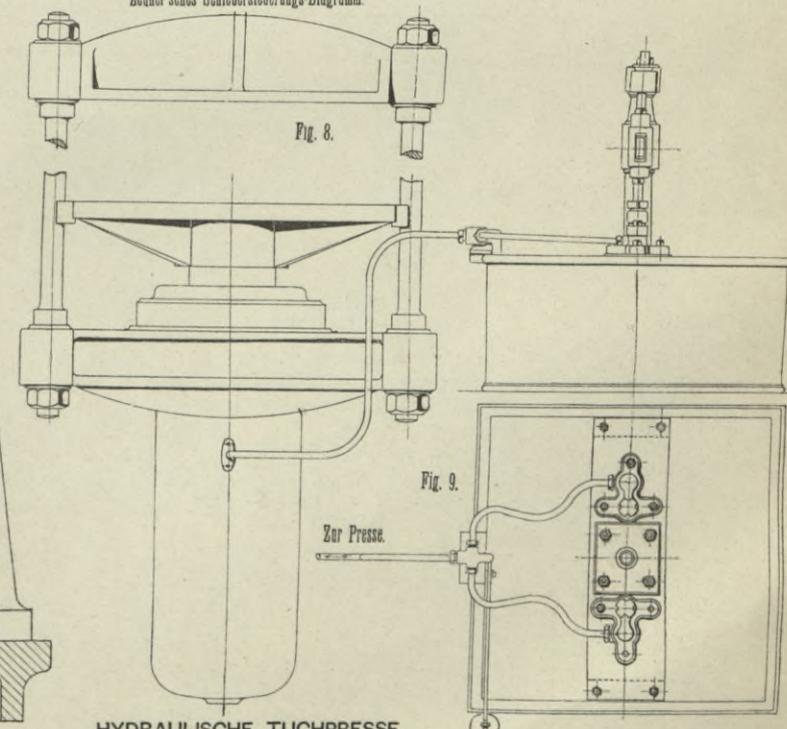
Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm



Verticallschnitt der Presspumpe mit Doppelkolben.  
 A kleiner Kolben, Kelle bei D  
 B grosser Kolben, Kelle bei E.  
 C Lederringe zur Dichtung.  
 D, E Keillöcher zur Kolbenfeststellung.  
 F Kolbenstange, G Führungsböche.  
 H Führungsländer, J Reservoir.  
 K Saugrohr, L Ventilgehäuse.  
 M Verbindungsanal zum Ventilgehäuse.



Zeuner'sches Schiebersteuerungs-Diagramm

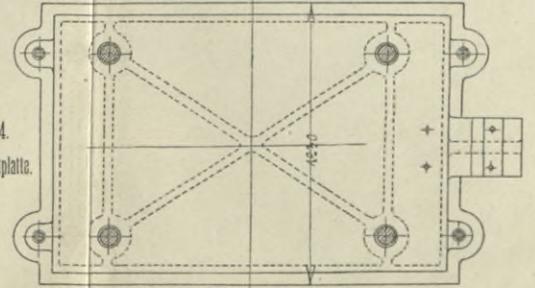
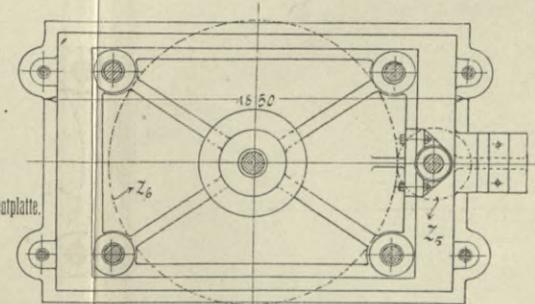
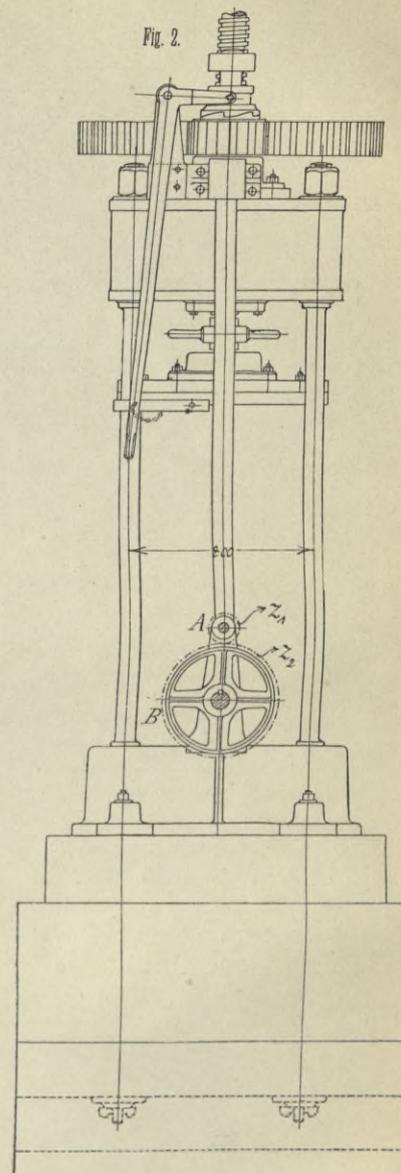
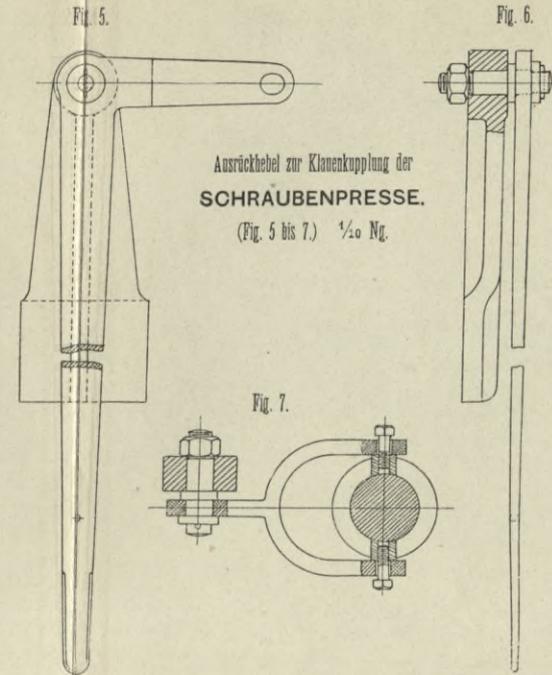
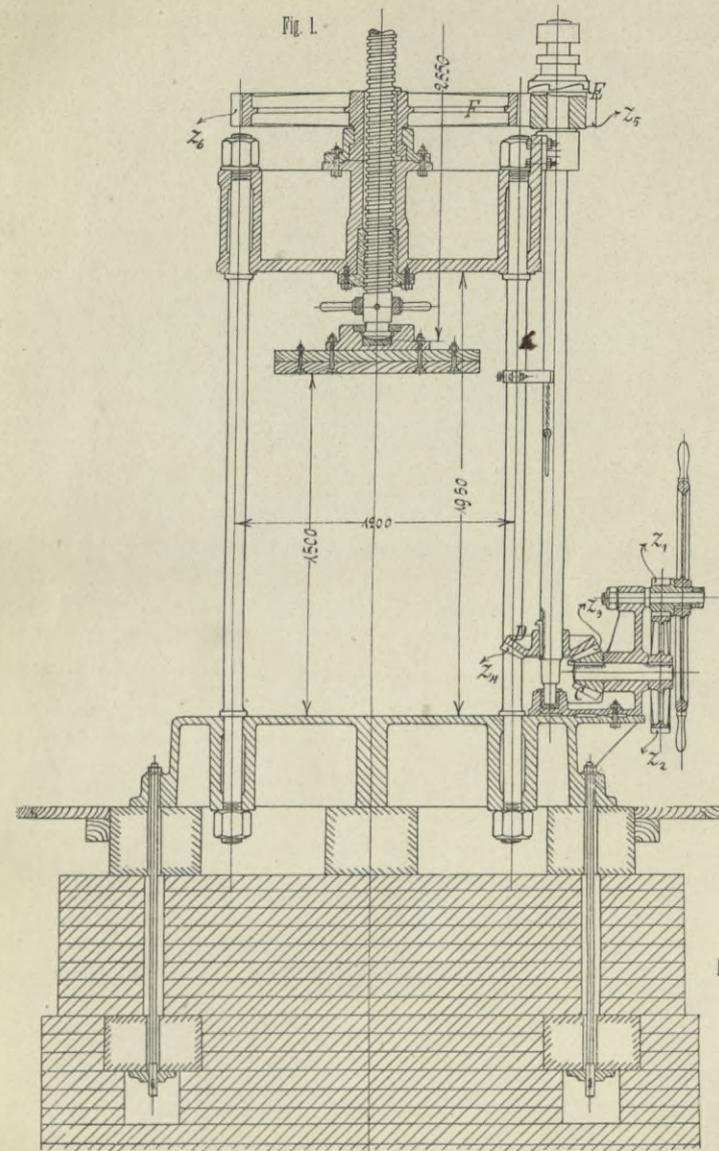


HYDRAULISCHE TUCHPRESSE

mit Handpumpe. (Fig. 7 bis 9.)

1/20 Ng.



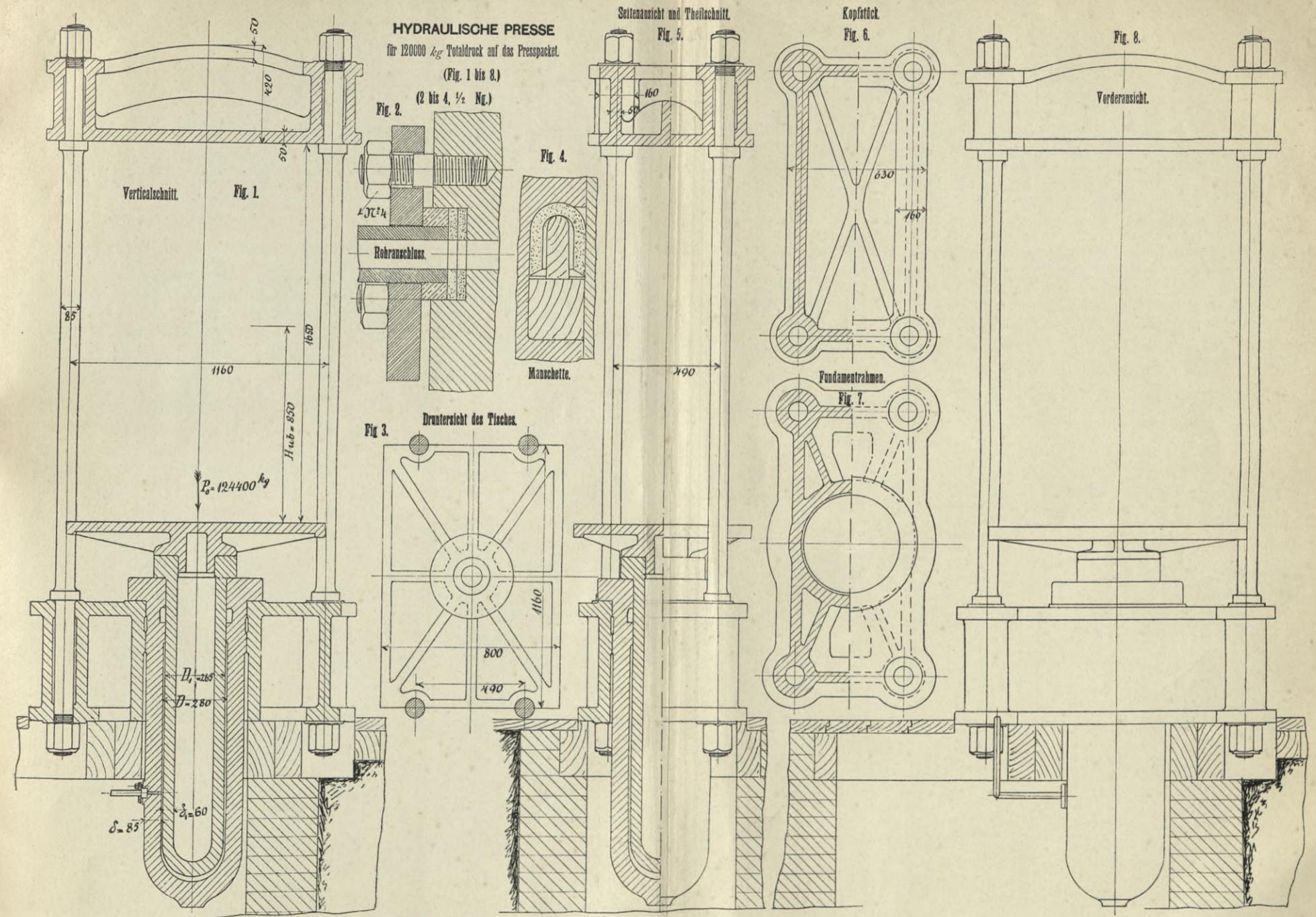


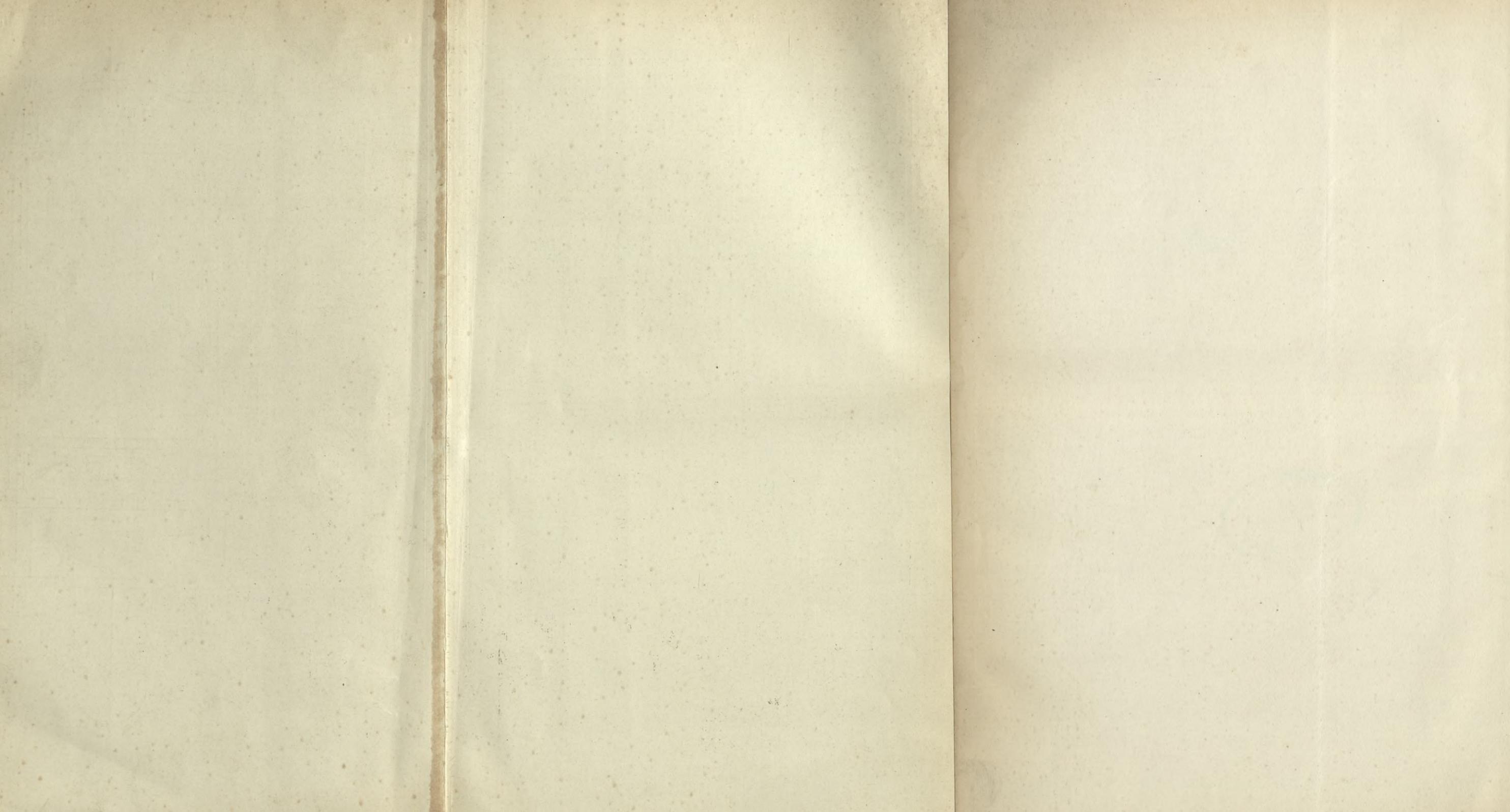
Zaherädertabelle.

Benennung	Zahnezahl	Stichzahl	Teilung	Zahnbreite	Teilkreis	Kopfkreis	Fußkreis	Bohrung	Anmerkung
A z <sub>1</sub>	11	12	37,699	75	132	154	102	45	
B z <sub>2</sub>	44	12	37,699	75	528	550	498	70	
C z <sub>3</sub>	11	20	62,832	125	220	258	170	65	
D z <sub>4</sub>	22	20	62,832	125	440	478	390	85	
E z <sub>5</sub>	12	24	75,39	150	288	334	228	85	Getriebe mit Klauenkupplung
F z <sub>6</sub>	54	24	75,39	150	1296	1342	1236	120	

SCHRAUBENPRESSE ODER SPINDELPRESSE  
mit Antrieb durch Handrad und Räderübersetzung für den maximalen Druck auf das Presspaket.  
P = 75000 kg (Fig. 1 bis 4.)











S. 61



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

II 5436

L. inw.

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299092