



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000262696

LEITFADEN

VON

MASCHINENBAUES

FÜR

VORTRÄGE SOWIE ZUM SELBSTSTUDIUM

FÜR ANGEHEBENDE TECHNISCHE  
MASCHINENBAUER, CONSTRUCTEURS

VON

BERNARD W. ROST, INGENIEUR, STAB-INGENIEUR

VON

JOSEF PECHAN

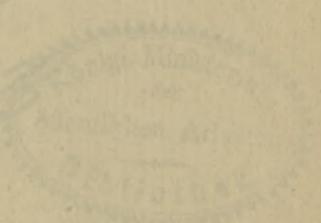
LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN

IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN

ZWEITE ABTHEILUNG.  
MOTOREN.

VERLAG VON DR. JOHANN NEUBAUER, LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN

15991  
VII 2/16



VERLAG VON DR. JOHANN NEUBAUER, LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN  
IN WIEN, OBER-LEHRER AN DER HOCHSCHULE FÜR INGENIEURWISSENSCHAFTEN

15991  
VII 2/16

X  
2,088/1



# LEITFADEN DES MASCHINENBAUES

FÜR  
VORTRÄGE SOWIE ZUM SELBSTSTUDIUM  
FÜR ANGEHENDE TECHNIKER,  
MASCHINENZEICHNER, CONSTRUCTEURS  
UND  
TECHNISCHE BEAMTE INDUSTRIELLER ETABLISSEMENTS.

VON

**JOSEF PECHAN,**

RITTER DES FRANZ-IOSEPH-ORDENS,  
MASCHINEN-INGENIEUR, PROFESSOR FÜR MASCHINENBAU, MASCHINENZEICHNEN  
UND MECHANISCHE TECHNOLOGIE, FACHVORSTAND DER MECHANISCH-TECHNISCHEN  
ABTHEILUNG AN DER K. K. STAATS-GEWERBESCHULE IN REICHENBERG,  
S. Z. CHEF-INGENIEUR DER INTERNATIONALEN ELEKTRISCHEN AUSSTELLUNG  
IN WIEN 1883 ETC. ETC.

ZWEITE ABTHEILUNG.  
MOTOREN.

MIT 258 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN HOLZSCHNITTEN  
UND 42 FIGUREN-TAFELN.

15991  
VIII



REICHENBERG.

VERLAG VON A. SCHÖPFER.

1885.

~~Nachtrag~~ 476  
151

x  
2.088/1



II - 351673 (+ dod.)

ALLE RECHTE VORBEHALTEN.

~~II 5346~~



Akc. Nr. \_\_\_\_\_

~~8991~~ / 50

BPK-B 81/208

## VORWORT.

---

Diese zweite Abtheilung folgt genau den vom Verfasser im Vorwort zur ersten Abtheilung ausgesprochenen Grundsätzen. Sie umfasst die Motoren, wie schon in der, der ersten Abtheilung beigegebenen Einleitung festgestellt wurde. Auch sind hier genau dieselben Maßbezeichnungen eingehalten wie in der ersten Abtheilung. Bezüglich hier zur Anwendung gebrachter, bereits in der ersten Abtheilung enthaltener Angaben ist durch Anführung der Seitenzahl dorthin verwiesen. Auch hier sind die zahlreichen durchgerechneten Beispiele durchwegs praktischen Ausführungen entsprechend und die bezüglichen Figuren nach der Berechnung construirt. Ebenso ist wieder am Schlusse ein Literaturnachweis beigefügt, welcher die vom Verfasser benützten Werke enthält und dem strebsamen Leser auch zu eingehenderem Studium dienlich sein dürfte.

Nach begonnener Vorbereitung des Manuscriptes dieser zweiten Abtheilung für den Druck, wurde der Verfasser als *Chef-Ingenieur der internationalen elektrischen Ausstellung 1883* nach Wien berufen, welchem ehrenvollen Rufe derselbe, nachdem ihm vom *hohen k. k. Ministerium für Cultus und Unterricht* der zur Annahme desselben erforderliche Urlaub ertheilt wurde, Folge leistete. Die von dem Verfasser bei den in dieser hervorragenden Stellung durchgeführten mannigfaltigen Arbeiten des Maschinen-Ingenieurwesens gewonnenen Erfahrungen sind — soweit selbe in das Gebiet der hier behandelten Maschinen einschlagen — bei der nach Schluss der Ausstellung erfolgten Rückkehr des Verfassers nach Reichenberg wieder aufgenommenen Vorbereitung des Manuscriptes dieser zweiten Abtheilung für den Druck, ebenfalls auf-

genommen worden. Es entspricht somit auch diese zweite Abtheilung durchaus dem *heutigen hohen Standpunkte des Maschinenbaues und der Maschinenverwendung*, und sind auch hier, gedrängt und unter Einhaltung möglichst kurzer Fassung, in entsprechender Vollständigkeit in engem Rahmen durchaus nur bewährte Constructionen und Ausführungen in das Bereich der Behandlung gezogen, wobei insbesondere den Anforderungen der unmittelbaren Anwendung in der Praxis nach den eigenen vielseitigen Erfahrungen des Verfassers Rechnung getragen wurde.

Möchte deshalb auch diese zweite Abtheilung im Anschlusse an die erste Abtheilung dem thatsächlich vorhandenen Bedürfnisse eines solchen Leitfadens für Vorträge beim Unterricht im Maschinenbau an technischen Lehranstalten und zum Selbststudium in der Maschinenbaupraxis sich entsprechend erweisen und ebenfalls freundliche Aufnahme und nachsichtige Beurtheilung finden.

REICHENBERG, im November 1884.

DER VERFASSER.

# INHALT.

## ZWEITE ABTHEILUNG.

### MOTOREN.

	Seite
Vorbemerkung . . . . .	3
<b>I. Die Wehre und Canäle.</b>	
1. Zweck und Arten der Wehre und Canäle . . . . .	3
2. Haupttheile der Wehre und Canäle . . . . .	5
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	6
Beispiele . . . . .	25
4. Herstellung der Wehre und Canäle . . . . .	36
5. Anforderungen des Betriebes . . . . .	38
<b>II. Die Wasserräder.</b>	
1. Zweck und Arten der Wasserräder . . . . .	40
2. Haupttheile der Wasserräder . . . . .	49
3. Schaufelconstruction . . . . .	49
4. Einlaufconstruction . . . . .	53
5. Constructionsdetails . . . . .	64
6. Dimensionsbestimmung . . . . .	68
Beispiele über die Effektsberechnung . . . . .	70
Beispiele über die Geschwindigkeitsverhältnisse . . . . .	76
Beispiele über die Berechnung der Breite und Tiefe des Rades . . . . .	81
Beispiele über die Bestimmung der Schaufeltheilung, Schaufelzahl und Armzahl des Rades . . . . .	94
Beispiele über die Dimensionirung des Zahnkranzes und der übrigen Theile des Rades . . . . .	95
Beispiele über die Dimensionirung des Einlaufes . . . . .	100
7. Herstellung der Wasserräder . . . . .	101
8. Anforderungen des Betriebes . . . . .	102

### III. Die Turbinen.

	Seite
1. Zweck und Arten der Turbinen . . . . .	103
2. Haupttheile der Turbinen . . . . .	107
3. Schaufelconstruction . . . . .	108
4. Constructionsdetails . . . . .	117
5. Dimensionsbestimmung . . . . .	139
Beispiele über die Berechnung des Nutzeffektes . . . . .	140
Beispiele über die Bestimmung der Winkel $\alpha$ , $\beta$ und $\delta$ . . . . .	143
Beispiele über die Berechnung des Radhalbmessers und der Um- drehungszahl der Turbinenwelle . . . . .	156
Beispiele über die Berechnung der Kranzbreite und Kranzhöhe des Turbinenrades und die Kranzhöhe des Leitapparates . . . . .	165
Beispiele über die Bestimmung der Festigkeitsdimensionen des Turbinenrades und des Leitapparates und der Turbinen- welle . . . . .	167
Beispiele über die Dimensionirung der Zahnräder . . . . .	172
Beispiel über die Dimensionirung des Turbinenzapfens und der schmiedeisernen Tragsäule für Ueberwasserzapfen . . . . .	182
6. Herstellung der Turbinen . . . . .	183
7. Anforderungen des Betriebes . . . . .	186

### IV. Die Dampfkessel.

1. Zweck und Arten der Dampfkessel . . . . .	188
2. Haupttheile einer Dampfkessel-Anlage . . . . .	188
3. Die Feuerungssysteme . . . . .	226
4. Die Dampfkesselsysteme . . . . .	250
Die gebräuchlichsten Dampfkesselsysteme mit äußerer Feuerung . . . . .	250
Die gebräuchlichsten Dampfkesselsysteme mit innerer Feuerung . . . . .	288
5. Dimensionsbestimmung . . . . .	315
Beispiele über die Berechnung der Heizfläche und Rostfläche, der Dampfproduktion und des Kohlenverbrauches . . . . .	318
Beispiele über die Dimensionirung der Sicherheitsventile . . . . .	324
Beispiele über die Dimensionirung der Rohrstützen für die Dampf- ventile am Dom . . . . .	326
Beispiele über die Dimensionirung der Rohrstützen für das selbstthätige Speiseventil und den Ablasshahn . . . . .	328
Beispiele über die Bestimmung der Wandstärken . . . . .	335
6. Herstellung der Dampfkessel . . . . .	337
7. Anforderungen der Sicherheit des Dampfbetriebes . . . . .	341
8. Anforderungen der Oekonomie der Heizung . . . . .	343

### V. Die Dampfmaschinen.

1. Zweck und Arten der Dampfmaschinen . . . . .	347
2. Haupttheile der Dampfmaschinen . . . . .	348

3. Construction und Dimensionsbestimmung des Dampfeylinders und Maschinenbettes . . . . .	381
4. Construction und Dimensionsbestimmung der Steuerungen . . . . .	385
1. Die einfache Schiebersteuerung . . . . .	390
2. Die Doppelschiebersteuerung mit einfachem plattenförmigem Expansionsschieber . . . . .	401
3. Die Meyer'sche Steuerung . . . . .	410
4. Die Rider-Steuerung . . . . .	418
5. Die Farcot-Steuerung . . . . .	421
6. Die Wannieck'sche Flachschiebersteuerung . . . . .	432
7. Die Präcisionssteuerung System „Regnier“ . . . . .	435
8. Die Corliss-Steuerung . . . . .	440
9. Die Sulzer-Ventilsteuerung . . . . .	443
10. Die Decker'sche Ventilsteuerung . . . . .	447
11. Die Collmann-Steuerung . . . . .	449
5. Herstellung der Dampfmaschinen . . . . .	453
6. Anforderungen des Betriebes . . . . .	455

#### VI. Die Dampfheizung.

1. Zweck und Arten der Dampfheizung . . . . .	456
2. Haupttheile der Dampfheizung . . . . .	456
3. Dimensionsbestimmung . . . . .	457
Beispiele . . . . .	458
4. Herstellung der Dampfheizung . . . . .	458

#### VII. Die Wassermotoren mit hin- und hergehendem Kolben. (Wasserdruckmaschinen.)

1. Zweck und Arten der Wassermotoren mit hin- und hergehendem Kolben (Wasserdruckmaschinen) . . . . .	459
2. Haupttheile der Wasserdruckmaschinen . . . . .	461

#### VIII. Die Gasmotoren.

1. Zweck und Arten der Gasmotoren . . . . .	466
2. Haupttheile der neueren Otto'schen Gasmotoren . . . . .	467

#### IX. Die Heissluftmaschinen.

1. Zweck und Arten der Heissluftmaschinen . . . . .	477
2. Haupttheile der Lehmann'schen Heissluftmaschine . . . . .	478
Literaturnachweis . . . . .	483



ZWEITE ABTHEILUNG.

---

MOTOREN.

---



## VORBEMERKUNG.

Motoren sind solche Maschinen, welche die Ausnützung einer Wasserkraft oder der Expansivkraft des Dampfes, heißer Luft oder jener explodirender Gase zum Maschinenbetriebe bewirken, indem selbe mittels rotirender Welle und entsprechender Zahnräder-, Riemen-, oder Seilübersetzung die Kraftübertragung auf die Transmissionswelle mit bestimmter minutlicher Umdrehungszahl bewerkstelligen.

Es gehören sonach hierher die sogenannten Wassermotoren, d. i. Maschinen, welche die Ausnützung einer Wasserkraft bewirken und solche sind die Wasserräder, Turbinen und Wasserdruckmaschinen; ferner gehören hierher die Dampfmaschinen oder Dampfmaschinen, endlich die Heißluftmaschinen oder calorischen Maschinen und die Gaskraftmaschinen.

Die Dampfmaschinen sind unzertrennlich von den zur Dampferzeugung dienenden Dampfkesselanlagen und diese sind deshalb den Dampfmaschinen vorangestellt; ebenso sind die von den Wassermotoren unzertrennlichen Wehre und Canäle diesen vorangestellt; endlich ist im Anschluss an die Dampfmaschinen in Verfolgung der Verwendung der Dampfkraft die Dampfheizung behandelt.

## I. DIE WEHRE UND CANAELE.

**1. Zweck und Arten der Wehre und Canäle.** Da gewöhnlich aus praktischen Gründen die Aufstellung des Wassermotors örtlich so erfolgt, dass das Wasser an einem höheren Punkte aus einem natürlichen zur Erzielung eines größeren Gefälles aufgestauten Wasserlauf entnommen und an einem tieferen Punkte wieder in den natürlichen Wasserlauf hineingeleitet werden muß, wie in Fig. 1 und 2, Taf. I. durch Pfeile angedeutet, sind außer

der baulichen Einrichtung des Wassermotors mit dem Maschinenhaus oder der Radstube noch sogenannte *Wasserbauten* erforderlich. Zu diesen gehört *das Wehr*, welches dazu dient, das Wasser im natürlichen Wasserlauf aufzustauen und den Wasserspiegel an der Einmündung des Canales möglichst auf gleicher Höhe zu erhalten, um es zum Eintritt in den Canal zu nöthigen; der *Zuflusscanal* oder *Oberwassergraben*, in welchem das Aufschlagwasser zum Motor fließt, an dessen Aufstellungsort das Gefälle concentrirt wird; *der Abflusscanal* oder *Unterwassergraben*, in welchem das vom Motor abfließende Wasser dem natürlichen Wasserlauf wieder zugeführt wird und endlich *der Freifall* (das Freifluth oder der Freilauf), durch welchen das dem Motor zufließende Wasser des Zuflusscanals abgeleitet wird, wenn der Motor für kurze Zeit abgestellt wird, oder zuviel Wasser im Canal zufließt oder endlich bei Abstellung des Motors, bis der Zuflusscanal beim Wehr abgesperrt wird. Ein solcher Freilauf oder Leercanal wird zweckmässig sowohl beim Wehr als auch unmittelbar vor dem Motor angebracht. Zur Abhaltung des Aufschlagwassers vom Zuflusscanal ist an der Einmündung desselben *die Einlassschleuse*\*) vorhanden. Zum Abschluss des Freilaufes ist an dessen Einmündung in den Canal *die Freifallschütze* (*Freilaufschütze*, *Flutherschütze*) angebracht. (P. I. Fig. 16 bis 18, Text S. 61 und Fig. 14 Tafel VIII\*\*.)

Ist, wie in Fig. 1 und 2, Taf. I, ein zweiter Freilauf zur Vermeidung von Ueberschwemmungen vom Obercanal abgezweigt, so dient zu dessen Abschluss eine Freischleuse. Zur Abhaltung der im Obergraben zufließenden Holzstücke, Blätter und dergleichen vom Motor, ist unmittelbar vor dem Eintritt des Wassers in die Radstube im Zuflusscanal *der Rechen* angebracht. Die vorgenannten Bauwerke sind in Fig. 1 und 2, Taf. I, eingezeichnet und benannt.

Bei geringer Stauhöhe kommt ein *Grundwehr* (Fig. 3 Taf. I)

\*) Schleuse im allgemeinen heißt jedes Wasserbauwerk, das als bewegliche Scheidewand zwischen einem höheren und einem tiefer liegenden Wasserspiegel zu dienen und nach Bedarf diese beiden Wasserspiegel trennt zu erhalten oder miteinander in Verbindung zu bringen hat.

\*\*\*) P. I. bedeutet „Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. Erste Abtheilung.“

zur Anwendung, bei großer Stauhöhe ein *vollkommenes Ueberfallwehr* (Fig. 1 bis 7, Taf. II und Fig. 1, Taf. III) und letzteres ist das bei Wassermotoren-Anlagen, um das Wasser zum Eintritt in den Zuflusscanal zu nöthigen, gewöhnlich gebräuchliche. Darf bei steigendem Wasserzufluss der Wasserspiegel oberhalb des Wehres nicht höher werden, um Ueberschwemmungen zu verhüten oder den Benützer der Wasserkraft ober dem Wehr nicht zu beeinträchtigen, so muß das Wehr mit einer Schleuse mit Stauschütze verbunden sein, vermittels welcher das Wasser in den natürlichen Wasserlauf abgelassen werden kann und es heißt dann ein Ueberfall-Schleusenwehr, Durchlasswehr, durchbrochenes Wehr, Wehr mit Einschnitten oder combinirtes Wehr. Bei letzterem fließt das überschüssige Wasser über die Stauschütze wie über das Wehr, bei größerem Wasserzufluss hingegen wird die Schütze so hoch gehoben, dass durch die entstehende Schützenöffnung das überschüssige Wasser unter der Schütze abfließt und somit der Wasserspiegel über dem Wehr auf bestimmter Höhe bleibt. (Fig. 2 und 3 Taf. III.) Die meisten Fälle der Praxis lassen ein Ueberfall-Schleusenwehr zur Anwendung angezeigt erscheinen.

Im Hinblick auf das Wasserrecht werden bei den Wehren sogenannte *Aichpfähle*, *Heimpfähle* oder *Pegel* angebracht, welche die Höhe der Ueberfallsschwelle festsetzen. Dieselben sind gehörig fundirt und zum Schutz mit Erde bedeckt. Bei Turbinen für Wasserkräfte mit großem Gefälle wird oft als Fortsetzung des Zuflusscanales eine Rohrleitung aus Gusseisen oder Eisenblech angewendet, wie in Fig. 1, Taf. V gezeichnet.

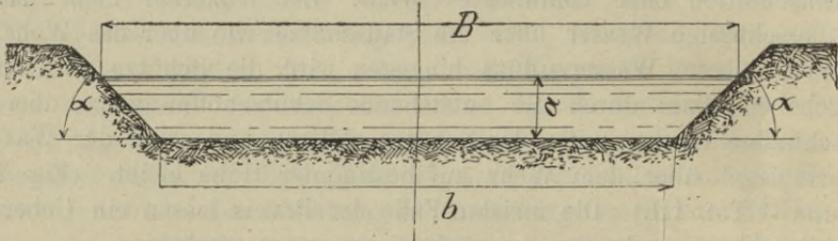
**2. Haupttheile der Wehre und Canäle.** Die Haupttheile der Wehre sind in den Fig. 3, Taf. I und auf Taf. II und III gezeichnet und benannt. Die Haupttheile der Canäle bilden deren Umgrenzung, nämlich Sohle und Wände, sodann die Schützen und der Rechen. Die Umgrenzung der Canäle besteht entweder aus Erde (Fig. 1, Text), aus Stein (Fig. 2, Text), oder aus mit Mörtel hergestelltem Mauerwerk (Fig. 3, Text), aus Holz (Fig. 1 und 2, Taf. IV), oder aus Gusseisen (Fig. 3 und 4, Taf. IV).

Gusseiserne Wandungen sind mittels Flantschen verschraubt. Bei hölzernen Wandungen bestehen die Seitenwände aus Pfosten und der Boden aus Brettern, welche auf Tragleisten aufruhren. Bei letzteren dienen Rahmen je aus dem Sohlbalken, den Seiten-

stützen und dem Kopfbalken bestehend, zum Zusammenhalten des Ganzen, und die Fugen werden durch Moos oder Kitt abgedichtet.

Canäle in dichter Erde werden mit der Böschung 1 : 1 ( $\cotg \alpha = 1$ , Fig. 1, Text) und solche in Sand und lockerer Erde mit der Böschung 2 : 1 ( $\cotg \alpha = 2$ , Fig. 1, Text) ausgeführt. Details der Schützen zeigen die Fig. 3, Taf. I. und 1 bis 5, Taf. II, ferner P. I. Fig. 16 bis 18, Text, S. 61 und Fig. 14, Taf. VIII und Details des Rechens sind in den Fig. 5 und 6, Taf. IV. gezeichnet. Die Fluther erhalten gewöhnlich ein Bett aus Stein.

Fig. 1.



Trapezförmiger Canalquerschnitt ( $\frac{1}{100}$ Ng.)  
 $a =$  Böschungswinkel,  $\cotg a =$  Böschung.

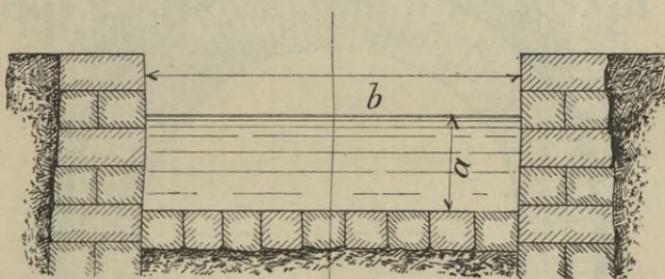
**3. Dimensionsbestimmung.** Die Höhe des vollkommenen Ueberfallwehres ergibt sich aus der Stauhöhe mit Rücksicht auf die abfließende Wassermenge.

Bezeichnet, wie in Fig. 1, 6 und 7, Taf. II cotirt  $x$  die Höhe des vollkommenen Ueberfallwehres in Meter,  $b$  die Breite desselben in Meter,\*)

\*) Um bei größerem Wasserzfluss eine möglichst geringe Hebung des Oberwasserspiegels am Wehr zu erzielen, soll die Breite des Wehres oder Länge der Wehrkrone möglichst groß sein und man führt deshalb das Wehr gewöhnlich schief über den natürlichen Wasserlauf (Schiefes Wehr, Fig. 4, Text). Nach *Redtenbacher* ist mit Rücksicht darauf, dass durch ein solches schief über den Wasserlauf geführtes Wehr das Wasser mehr an das eine Ufer hingeleitet, daselbst der Boden aufgewühlt und das Ufer angegriffen wird, nur das senkrecht zum natürlichen Wasserlauf gerade (Gerades Wehr, Fig. 5, Text) oder zur Verlängerung der Wehrkrone rechtwinkelig gebrochen hingeführte Wehr (Gebrochenes Wehr, Fig. 6, Text) zu empfehlen.

- $h_1$  die Stauhöhe in Meter,\*)  
 $h$  die Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone oder die Tiefe der Ueberfallschwelle unter dem aufgestauten Wasserspiegel in Meter,  
 $a$  die Wassertiefe im alten Bett oder die Tiefe des Unterwassers unter der Voraussetzung, dass die ganze zufließende Wassermenge über das Wehr abfließt, in Meter,  
 $\mu = 0,80$  den Ausflusscoefficient für die gewöhnlich abgerundete, durch Flügelwände begrenzte Wehrkrone,

Fig. 2.

Rechteckiger Querschnitt ( $\frac{1}{50}$  Ng.).

- $c$  die Geschwindigkeit des am Wehr ankommenden Wassers in Meter pro Secunde,  
 $g = 9,8088 \sim 9,81$  die Acceleration der Schwere,  
 $\sqrt{2g} = 4,4292$ ,  
 $Q$  die pro Secunde über das Wehr abfließende Wassermenge in Kubikmeter,  
 so ist nach Weisbach\*\*) die Wassermenge

$$Q = \frac{2}{3} \mu \cdot b \sqrt{2g} \cdot \left[ \left( h + \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} - \left( \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} \right] \quad (1)$$

und hieraus die Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone

$$h = \left[ \frac{Q}{\frac{2}{3} \mu \cdot b \sqrt{2g}} + \left( \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} \right]^{2/3} - \frac{c^2}{2g} \quad (2)$$

\*) Nach Redtenbacher soll die Stauhöhe nicht über 2,5 m betragen, weil eine hohe Stauung nicht nur ein hohes Wehr, sondern auch oftmals hohe und ausgedehnte, mithin kostspielige Uferschutzbauten erfordert.

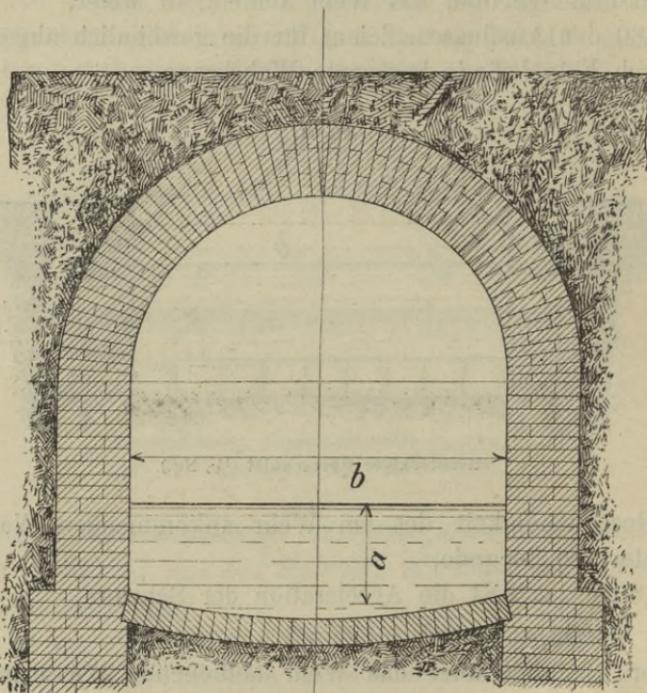
\*\*) Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. S. 347.

und hiermit die Wehrhöhe \*\*)

$$x = a + h_1 - h$$

Annähernd kann man setzen, wenn  $c$  sehr klein ist und sohin  $\frac{c^2}{2g}$  vernachlässigt werden kann, was thunlich ist, wenn  $x \geq 0,6$  m ausfällt,

Fig. 3.



Ausgemauerter unterirdischer Canal ( $\frac{1}{100}$  Ng.).

\*\*) Für das Grundwehr hat man mit den gleichen, in Fig. 1 bis 3, Taf. I, cotirten Bezeichnungen die Wassermenge

$$Q = \mu b \sqrt{2g} \left\{ \frac{2}{3} \left[ \left( h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} - \left( \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} \right] + (h - h_1) \cdot \left( h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)^{1/2} \right\} \quad (1a)$$

und hieraus die Druckhöhe über der Wehrkrone

$$h = h_1 + \frac{Q}{\mu b \sqrt{2g} \left( h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\left( h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} - \left( \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2}}{\left( h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)^{1/2}} \quad (2a)$$

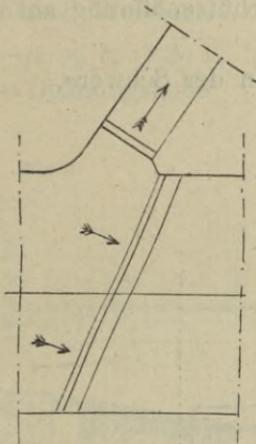
und hiermit die Wehrhöhe wieder

$$h = \left( \frac{Q}{\frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g}} \right)^{2/3} \dots \dots \dots (3)$$

und hiermit

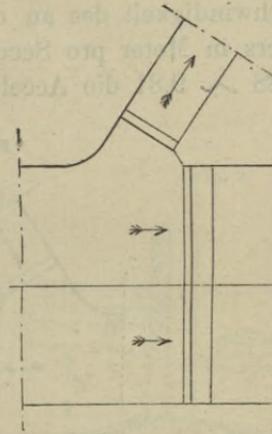
$$x = a + h_1 - \left( \frac{Q}{\frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g}} \right)^{2/3} \dots \dots \dots (4)$$

Fig. 4.



Schiefes Wehr (1/500 Ng.).

Fig. 5.



Gerades Wehr (1/500 Ng.).

Die Pfähle oder Piloten des Pfahlrostes (Fig. 7, Taf. II) sind rund und erhalten 200 bis 300 mm Durchmesser; die darauf liegenden Schwellen erhalten quadratischen Querschnitt von 240 bis 260 mm Seitenlänge.

Bezeichnet ferner für *Durchlassschützen* bei Schleusen mit freiem Ausfluss wie in Fig. 2 und 3, Taf. III cotirt.  $a_0$  die Oeffnungshöhe der Schütze in Meter,

$$x = a + h_1 - h$$

und es ist überhaupt ein Grundwehr vorhanden, also  $h > h_1$  wenn

$$Q > \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \left[ \left( h_1 + \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} - \left( \frac{c^2}{2g} \right)^{3/2} \right]$$

und annähernd wenn  $c$  sehr klein und sohin  $\frac{c^2}{2g}$  vernachlässigt wird, wenn

$$Q > \frac{2}{3} \mu b h_1 \sqrt{2gh_1}$$

hingegen ist ein Ueberfallwehr vorhanden, wenn

$$Q < \frac{2}{3} \mu b h_1 \sqrt{2gh_1}$$

$b_0$  die Oeffnungsbreite in Meter,

$h_0$  die Druckhöhe von der Mitte der Höhe der Schützenöffnung bis zum Oberwasserspiegel in Meter,

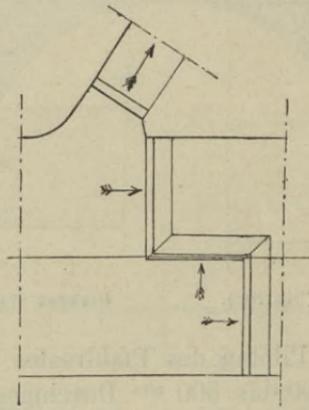
$h' = h_0 + \frac{a_0}{2}$  die Höhe des Oberwasserspiegels über der Schwelle der Schützenöffnung in Meter,

$\mu = 0,60$  den Ausflusscoefficient,

$c$  die Geschwindigkeit des an der Schützenöffnung ankommenden Wassers in Meter pro Secunde,

$g = 9,8088 \sim 9,81$  die Acceleration der Schwere,

Fig.



Gebrochenes Wehr ( $\frac{1}{500}$  Ng.).

$Q_0$  die pro Secunde durch die Schützenöffnung abfließende Wassermenge in Kubikmeter,

so ist nach Weisbach\*) die Wassermenge

$$Q_0 = \mu a_0 b_0 \sqrt{2g \left( h_0 + \frac{c^2}{2g} \right)} \dots \dots \dots (5)$$

und hieraus für eine bestimmte Wassermenge  $Q_0$  die Druckhöhe

$$h_0 = \frac{1}{2g} \left( \frac{Q_0}{\mu a_0 b_0} \right)^2 - \frac{c^2}{2g} \dots \dots \dots (6)$$

und die Oeffnungshöhe bei Vernachlässigung von  $\frac{c^2}{2g}$

\*) Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. 4. Aufl., 2. Th., S. 348.

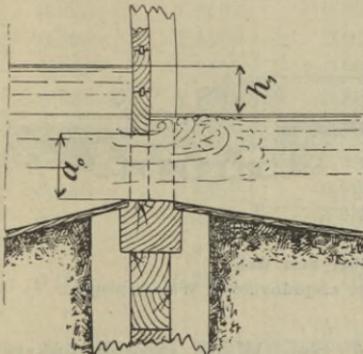
$$a_0 = \frac{Q}{\mu b_0 \sqrt{2g h_0}} = \frac{Q}{\mu b_0 \sqrt{2g \left( h' - \frac{a_0}{2} \right)}} \dots (7)$$

Mündet die Schützenöffnung unter Wasser wie in Fig. 7, Text, und ist die Niveaudifferenz der beiden Wasserspiegel gleich der Stauhöhe  $h_1$ , so ist, wenn wieder  $a_0$  die Oeffnungshöhe und  $b_0$  die Oeffnungsbreite bezeichnet, die abfließende Wassermenge für  $\mu = 0,60$  nach Weisbach

$$Q = \mu a_0 b_0 \sqrt{2g h_1} \dots (8)$$

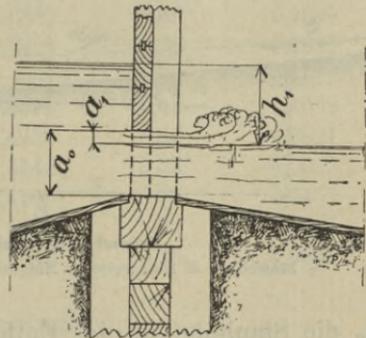
woraus die Oeffnungshöhe

Fig. 7.



Schützenöffnung unter Wasser  
(1/50 Ng.).

Fig. 8.



Schützenöffnung theilweise unter Wasser  
(1/50 Ng.).

$$a_0 = \frac{Q}{\mu b_0 \sqrt{2g h_1}} \dots (9)$$

Füllt endlich der Unterwasserspiegel in die Schützenöffnung, wie in Fig. 8, Text, und ist  $a_1$  die freie,  $a_0$  aber wie vorher die totale Oeffnungshöhe,  $b_0$  die Oeffnungsbreite,  $h_1$  die Niveaudifferenz gleich der Stauhöhe, so ist die durchfließende Wassermenge  $Q_0$  mit  $\mu = 0,60$  nach Weisbach

$$Q_0 = \mu b_0 \sqrt{2g} \left[ a_1 \sqrt{h_1 - \frac{a_1}{2}} + (a_0 - a_1) \sqrt{h_1} \right] (10)$$

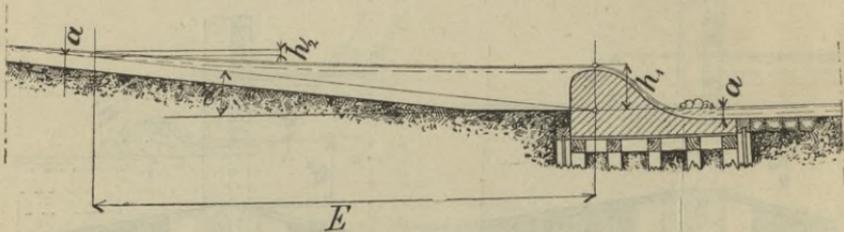
woraus die freie Oeffnungshöhe für eine bestimmte abzuleitende Wassermenge  $Q_0$

$$a_1 = \frac{1}{\sqrt{h_1 - \frac{a_1}{2}}} \cdot \left[ \frac{Q}{\mu b_0 \sqrt{2g}} - (a_0 - a_1) \sqrt{h_1} \right] \quad (11)$$

Die *Stauweite*, d. i. die Entfernung, auf welche sich die aufstauende Wirkung eines Wehres stromaufwärts erstreckt, wird nach Grashof\*) in der Weise bestimmt, dass man berechnet, in welcher Entfernung  $E$  vom Wehr stromaufwärts die Stauhöhe den kleineren noch zulässigen Werth  $h_2$  aufweist, wenn sie dicht neben dem Wehr gleich  $h_1$  ist.

Bezeichnet wie in Fig. 9, Text, cotirt  $h_1$  die Stauhöhe dicht neben dem Wehr, in Meter,

Fig. 9.



Aufgestauter Wasserspiegel ober dem Wehr.

$h_1$  Stauhöhe,  $E$  Stauweite,  $a$  Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels.

$h_2$  die Stauhöhe in der Entfernung  $E$  vom Wehr stromaufwärts, in Meter,

$\alpha$  den Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels, vor Errichtung des Wehres, gegen den Horizont, im Bogenmaße für den Halbmesser gleich der Einheit, oder das Gefälle des ursprünglichen Wasserspiegels in Meter auf 1<sup>m</sup> Länge.

$a$  die mittlere Wassertiefe vor Errichtung des Wehres, in Meter,  $U$  den benetzten Theil des Umfanges im Profil des ursprünglichen Wasserlaufes, in Meter,

$F$  die Querschnittsfläche des Wassers im ursprünglichen Zustand des Wasserlaufes, in Quadratmeter,

$c$  die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im ursprünglichen Zustand des Wasserlaufes, in Meter,

\*) Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, sechste Aufl. S. 115.

$g = 9,8088 \sim 9,81$  die Acceleration der Schwere,  
 $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  die den Stauhöhen  $h_1$  und  $h_2$  beziehungsweise den  
 Quotienten  $\frac{a}{a+h_1}$  und  $\frac{a}{a+h_2}$  entsprechenden Werte der  
 nachfolgenden Tabelle

Tabelle der Werte für  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  nach Bresse, *Mécanique appliquée*.

Quotient $\frac{a}{a+h_1}$ oder $\frac{a}{a+h_2}$	Wert für $\varphi_1$ oder $\varphi_2$	Quotient $\frac{a}{a+h_1}$ oder $\frac{a}{a+h_2}$	Wert für $\varphi_1$ oder $\varphi_2$	Quotient $\frac{a}{a+h_1}$ oder $\frac{a}{a+h_2}$	Wert für $\varphi_1$ oder $\varphi_2$
0,995	1,6469	0,920	0,7231	0,65	0,2395
0,990	1,4159	0,910	0,6839	0,60	0,1980
0,985	1,2807	0,900	0,6489	0,55	0,1625
0,980	1,1848	0,880	0,5884	0,50	0,1318
0,975	1,1105	0,860	0,5374	0,45	0,1052
0,970	1,0497	0,840	0,4932	0,40	0,0821
0,960	0,9539	0,820	0,4544	0,35	0,0623
0,950	0,8795	0,800	0,4198	0,30	0,0455
0,940	0,8188	0,750	0,3470	0,25	0,0314
0,930	0,7675	0,700	0,2883	0,20	0,0201

so erhält man nach Grashof näherungsweise

$$E = \frac{h_1 - h_2}{\alpha} + \frac{a}{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{U}{F} \cdot \frac{c^2}{g}\right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) \quad (12^*)$$

und zwar um so genauer, je weniger veränderlich die Flussbreite in der Längerstrecke  $E$ , je grösser diese Breite im Vergleich zur Tiefe ist, und je steiler die Flussufer sind.

Wird  $\frac{U}{F} \cdot \frac{c^2}{g} > 1$  also das zweite Glied der Gl. (12 negativ, so würde dies andeuten, dass der Wasserspiegel gegen das Wehr

\*) Nach Grashof ist allgemein

$$\varphi = \frac{1}{6} \log. \text{ nat.} \frac{x^2 + x + 1}{(x - 1)^2} - \frac{1}{\sqrt{3}} \operatorname{arccotg.} \frac{2x + 1}{\sqrt{3}}$$

wobei

$$x = \frac{a + h}{a}$$

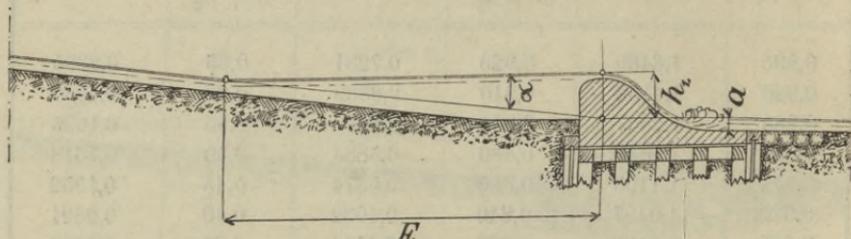
und  $h = h_1$  für  $\varphi = \varphi_1$ ;  $h = h_2$  für  $\varphi = \varphi_2$  zu setzen ist.

zu steigt, weil das erste Glied die Stauweite bei horizontalem Wasserspiegel vom Wehr aufwärts vorstellt. Da aber Gl. (12 nur angenäherte Resultate ergibt, so wird man in solchem Falle nur das erste Glied der Gl. (12 in Betracht ziehen, also den Wasserspiegel vom Wehr aufwärts vollkommen horizontal annehmen, wie in Fig. 10, Text, gezeichnet, also annähernd setzen

$$E = \frac{h_1 - h_2}{\alpha} \dots \dots \dots (12a)$$

obwohl bei großem Gefälle und sehr geringer Wassertiefe das Ansteigen des Wasserspiegels gegen das Wehr thatsächlich vorkommt.

Fig. 10.



Horizontaler Wasserspiegel ober dem Wehr.

$h_1$  Stauhöhe,  $E$  Stauweite,  $\alpha$  Neigungswinkel des ursprünglichen Wasserspiegels.

Für annähernde Rechnung erhält man unter Voraussetzung eines horizontalen Oberwasserspiegels aus Fig. 10, Text, wenn man den Winkel  $\alpha$  im Gradmaß ausdrückt, die Stauweite

$$E = h_1 \cdot \cotg \alpha \dots \dots \dots (12b)$$

Die Länge der Canäle richtet sich nach örtlichen Verhältnissen. Bei freier Wahl und geeigneten Terrain-Verhältnissen ist es zweckmäßig die Canäle in gerader Linie zu führen und den Obergraben kurz, den Untergraben dagegen lang zu machen, also das Maschinenhaus in der Nähe des Wehres anzulegen.\*) Oft muß jedoch

\*) Nach Redtenbacher sind die Gründe, welche für eine solche Anlage sprechen, folgende:

- 1) Die Einlassschleuse ist in der Nähe der Fabrik und kann daher leicht und schnell bedient werden.
- 2) Im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschafft werden muß, während solches im Untergraben wegen des dort eindringenden wärmeren Horizontalwassers nicht leicht entsteht oder doch nicht leicht den Gang der Maschine stören kann, daher nicht entfernt zu werden braucht.

der Canal neben einer Straße hingeführt werden und sonach deren Krümmungen folgen.

In Gebirgsthälern wird der Obergraben an der Berglehne hingeführt, also nach dieser gekrümmt und mit Rücksicht auf die Terrainverhältnisse gewöhnlich ein langer Obergraben und kurzer Untergraben angewendet.

Die *Querschnittsfläche des Canals* hängt ab von der mittleren Geschwindigkeit des Wassers im Canale und von der pro Secunde durchfließenden Wassermenge.

Bezeichnet

$F$  die Querschnittsfläche des Wassers im Canale in Quadratmeter,  
 $v$  die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Canal in Meter pro Secunde,\*)

$Q$  die durch den Canal fließende Wassermenge, in Kubikmeter pro Secunde,

3) Ein höherer Wasserstand im Flusse verursacht bei langem Untergraben nur eine geringe Stauung des Unterwassers beim Motor (Rückstau, Unterstau), wogegen bei kurzem Untergraben durch den Rückstau das nutzbare Gefälle oft bedeutend vermindert wird.

4) Die Herstellung wasserdichter Canalwandungen des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden und im Winter werden die Canaldämme durch Einfrieren zerissen; die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren.

5) In der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Canalzuges, und sohin ist eine Anlage mit kurzem Obercanal am billigsten.

\*) Nach Humphreys und Abbot erhält man die *mittlere Geschwindigkeit  $v$  des Wassers in einem vorhandenen Canal* am zuverlässigsten, wenn man die Geschwindigkeit des Wassers in der halben Wassertiefe in möglichst vielen Lothrechten des Querschnittes misst und den ganzen Querschnitt in Streifen zerlegt denkt, in deren Mittel diese Lothrechten sich befinden, indem man setzt:

$B$  = Breite des Wasserquerschnittes an der Oberfläche, in Meter,

$\Delta F$  = Flächeninhalt eines Streifens des Wasserquerschnittes zwischen zwei Lothrechten, in Quadratmeter,

$u$  = Geschwindigkeit des Wassers im Mittelpunkt der mittleren Lothrechten dieses Streifens, in Meter pro Secunde,

$\Sigma (u \cdot \Delta F)$  = Summe der Produkte ( $u \cdot \Delta F$ ) aller Streifen,

$$u_1 = \frac{\Sigma (u \cdot \Delta F)}{F}$$

so ist

$$F = \frac{Q}{v} \dots \dots \dots (13)$$

und man soll nach *Weisbach* nehmen, um das Absetzen leichten Schlammes zu verhindern

$$v \begin{matrix} = \\ > \end{matrix} 0,2 \text{ m pro Secunde} \dots \dots \dots (14)$$

ferner, wenn das Absetzen von Sand zu befürchten ist

$$v \begin{matrix} = \\ > \end{matrix} 0,4 \text{ m pro Secunde} \dots \dots \dots (14a)$$

und damit das Bett nicht angegriffen wird, soll die mittlere Geschwindigkeit  $v$  folgende Werte nicht überschreiten:

bei schlammigem Boden	0,075 m pro Secunde	}	(15)
„ thonigem	„ 0,150 „ „		
„ sandigem	„ 0,300 „ „		
„ kiesigem	„ 0,600 „ „		
„ grobsteinigem	„ 1,200 „ „		
„ Conglomerat- oder Schiefergestein-Boden	1,500 m pro Secunde		

Bei Zuflusscanälen der Wassermotoren mit einer Umgrenzung aus Holz, Stein oder mit Mörtel hergestelltem Mauerwerk macht man

$$v = 0,4 \text{ m bis } 0,8 \text{ m pro Secunde} \dots \dots \dots (16)$$

wobei ersterer Wert für die gleiche Wassermenge  $Q$  einen größeren Canalquerschnitt letzterer hingegen ein größeres Canalgefälle bedingt.

Im Mittel kann man für solche Canäle nehmen

$$v = 0,6 \text{ m pro Secunde} \dots \dots \dots (16a)$$

Der Abflusscanal erhält gewöhnlich eine etwas größere Wassergeschwindigkeit, also ein größeres Canalgefälle als der Zuflusscanal, um das vom Motor abfließende Wasser rascher abzuleiten.

$$k = \frac{0,284}{\sqrt{\frac{F}{B} + 0,46}}$$

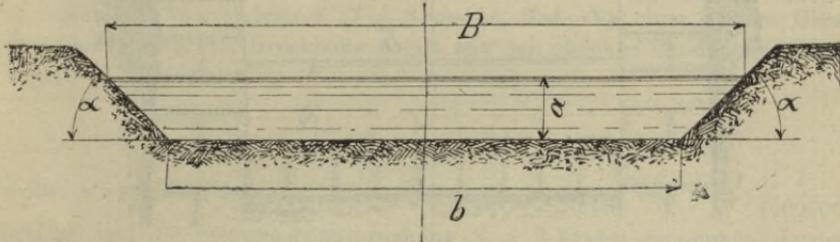
nach der Formel:

$$v = \left( \sqrt{u_1 + \frac{k}{576}} - \sqrt{\frac{k}{576}} \right)^2$$

Die Geschwindigkeiten  $u$  sind am einfachsten mittels des Woltmann'schen Flügels zu bestimmen.

Das vortheilhafteste *Querprofil* eines Canales ist theoretisch dasjenige, bei welchem der vom Wasser benetzte Theil des Umfanges bei bestimmtem Flächeninhalt in Minimum wird.\*) Nach Redtenbacher ist es jedoch mit Rücksicht auf die Herstellung wasserdichter Wände zweckmäßiger dem Canal eine geringere Tiefe zu geben und mit den Bezeichnungen nach Fig. 11, Text,  
 $\alpha$  = Böschungswinkel der Ufer,  
 $a$  = Wassertiefe vom Oberwasserspiegel bis zur Sohle in Meter,  
 $b$  = Breite der Canalsohle in Meter,

Fig. 11.



Trapezförmiger Canalquerschnitt ( $\frac{1}{100}$  Ng.)  
 $\alpha$  = Böschungswinkel,  $\cotg \alpha$  = Böschung.

$B$  = Breite des Canals am Oberwasserspiegel in Meter,  
 $F$  = Querschnittsfläche des Wassers im Profil in Quadratmeter,  
 zu nehmen

$$\frac{b}{a} = 2,7 + 0,9 F \dots \dots \dots (17)$$

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right) + \cotg \alpha}} \dots \dots \dots (18)$$

wonach sich ergibt

\*) Man erhält hierfür nach Weisbach mit obigen in Fig. 11, Text, co-  
 tirten Bezeichnungen

$$a = \sqrt{\frac{F \cdot \sin \alpha}{2 - \cos \alpha}} \dots \dots \dots (18a)$$

$$b = \frac{F}{a} - a \cdot \cotg \alpha \dots \dots \dots (19a)$$

$$B = \frac{F}{a} + a \cdot \cotg \alpha \dots \dots \dots (20a)$$

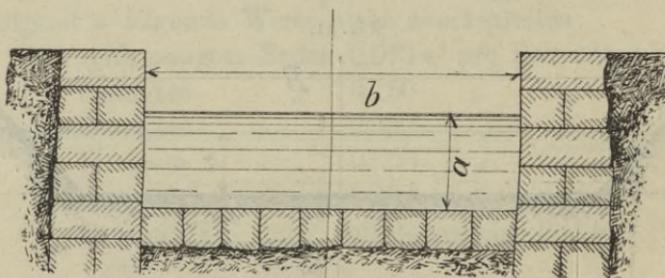
$$b = \left(\frac{b}{a}\right) \cdot a \quad \dots \dots \dots (19)$$

$$B = b + 2a \cdot \cotg. \alpha \quad \dots \dots \dots (20)$$

Ist das Querprofil ein Rechteck, wie in Fig. 12, Text, so erhält man hiernach wegen  $\alpha = 90^\circ$  und  $B = b$  an Stelle der Gleichungen (17 bis (20 die folgenden

$$\frac{b}{a} = 2,7 + 0,9 F \quad \dots \dots \dots (21)$$

Fig. 12.

Rechteckiger Querschnitt ( $\frac{1}{50}$  Ng.).

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right)}} \quad \dots \dots \dots (22)$$

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) \cdot a \quad \dots \dots \dots (23^*)$$

\*) Die Wandstärke ausgemauerter Canäle wird 450 bis 600 mm dick hergestellt und dahinter bei nicht wasserdichtem Boden zweckmässig ein Lehmschlag von 300 bis 600 mm Dicke angebracht.

Die Pfosten- oder Brettstärke  $\delta$  eines unter der Druckhöhe  $h$  stehenden Streifens von geringer Breite  $\beta$  und der beiderseits freiaufliegenden Länge  $l$  einer Holzwand (Fig. 1 und 2, Taf. IV) ergibt sich für den Wasserdruck  $P = \gamma \cdot h \cdot l \cdot \beta$  nach der Festigkeitsgleichung  $\frac{P \cdot l}{8} = S \cdot Z = S \cdot \frac{1}{6} \cdot \beta \cdot \delta^2$  mit

$$\delta = \frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \gamma \cdot h}{S}}$$

wobei  $\delta$ ,  $l$  und  $h$  in Millimeter einzusetzen sind und  $\gamma = \frac{1}{1000000}$  beträgt.

Das *Gefälle* des Canals von bestimmter Länge und durchaus gleichem Querprofil erhält man annähernd nach *Weisbach*\*) mit den zum Theil in Fig. 13, Text, cotirten Bezeichnungen

$L$  = Länge des Canales in Meter,

$h$  = totales Gefälle des Canales in Meter,

Die Biegungsbeanspruchung des Holzes kann man hiefür nehmen  $S = 0,35 \text{ kg/qmm}$ .

Mit  $S = 0,35 \text{ kg/qmm}$  und  $h = a$  gleich der Wassertiefe in Millimeter (Fig. 1, Taf. IV) erhält man für die Bodenbretter die Dicke

$$\delta = 0,0015 \cdot l \cdot \sqrt{a}$$

welche man gewöhnlich auch für die Seitenbretter beibehält.

Für die Wandstärke  $\delta$  (Fig. 3 und 4, Taf. IV) einer glatten Guss-eisenplatte unter der Druckhöhe  $h$  gilt mit den gleichen Bezeichnungen die Formel

$$\delta = \frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \gamma \cdot h}{S}}$$

wobei wieder  $\delta$ ,  $l$  und  $h$  in Millimeter einzusetzen sind und  $\gamma = \frac{1}{1000000}$  beträgt, und die Biegungsbeanspruchung  $S = 2 \text{ kg/qmm}$  genommen werden kann.

Mit  $S = 2 \text{ kg/qmm}$  und  $h = a$  gleich der Wassertiefe in Millimeter erhält man für die Bodenplatte die Dicke

$$\delta = 0,0006 \cdot l \cdot \sqrt{a}$$

welche man gewöhnlich auch für die Dicke der Seitenwände beibehält.

Die Flantschendicke wird gleich  $1,5 \delta$ ; die Flantschenschenkelänge gleich  $10 \text{ mm} + 3 \delta$  und der äußere Gewindedurchmesser der Flantschenschrauben  $d = 3 \text{ mm} + \delta$  nach der Whitworth'schen Scala (Taballe P. I. S. 20) abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander  $l = 5 d$  bis  $6 d$ .

Zur Versteifung der Seitenwände werden oben ebenfalls in der Entfernung  $l$  Verbindungen aus T-Eisen (P. I. Note S. 143) angebracht, wie in Fig. 3 und 4, Taf. IV, gezeichnet.

Die Sohlbalken, Seitenstützen und Kopfbalken werden bei Holzwan-dung aus Eichenholz hergestellt und erhalten gewöhnlich insgesamt gleichen rechteckigen Querschnitt von der Dicke gleich  $2,5 \delta$  und gegen die Pfosten anliegender Breite gleich  $4,5 \delta$ , bei einer Mittelentfernung  $l = 1,2$  bis  $1,5 m$ , wie in Fig. 1 und 2, Taf. IV, cotirt.

\*) Nach Versuchen von Bazin und Darcy über die Bewegung des Wassers in künstlichen Canälen kann man mit obigen Bezeichnungen setzen

$$h = \left( \alpha + \beta \cdot \frac{U}{F} \right) \cdot \frac{LU}{F} \cdot v^2 \dots \dots \dots (24a)$$

wobei  $\alpha$  und  $\beta$  Coefficienten sind, welche betragen:

$F$  = Querschnittsfläche des Wassers im Canal in Quadratmeter,  
 $v$  = mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Canal in Meter  
 pro Secunde,

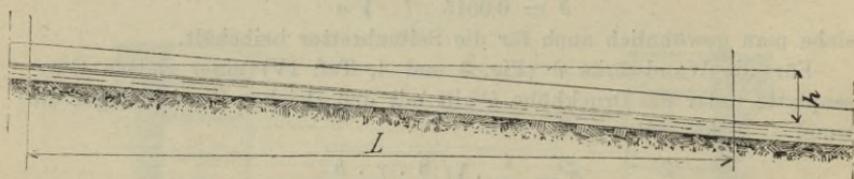
$U$  = benetzter Theil des Umfanges des Canalprofils in Meter,

$g$  = 9,8088  $\sim$  9,81,

$\zeta$  = Widerstandscoefficient nach der Formel

$$h = \zeta \cdot \frac{LU}{F} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \dots \dots \dots (24)$$

Fig. 13.



Canalgefälle.

Der Widerstandscoefficient  $\zeta$  ist nachstehender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle der Widerstandscoefficienten  $\zeta$  nach Weisbach.

Mittlere Geschwindigkeit $v$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,5
Widerstandscoefficient $\zeta = 0,0$	1181	0959	0886	0854	0829	0814	0805	0797	0790	0785	0771

Kommt an Stelle des Zuflusscanals eine Rohrleitung aus Guss-eisen oder Eisenblech zur Anwendung, wie in Fig. 1, Taf. V, gezeichnet, so entsteht durch die Reibung des Wassers ein Gefällsverlust, welcher von dem totalen oder sogenannten disponiblen

$\alpha = 0,00015$	} bei sehr gut verbundenen glatten Canalwandungen von Cement ohne Sand, oder von gehobeltem gut gefügtem Holz;
$\beta = 0,0000045$	
$\alpha = 0,00019$	} bei verbundenen Canalwandungen von Cement mit Sand, von behauenen Stein, Ziegeln oder Brettern;
$\beta = 0,0000124$	
$\alpha = 0,00024$	} bei wenig verbundenen Canalwandungen von Mauerwerk aus Bruchstein;
$\beta = 0,00006$	
$\alpha = 0,00028$	} bei Canälen gewöhnlicher Erde.
$\beta = 0,00035$	

Gefälle in Abzug zu bringen ist, um das für den Motor in Rechnung zu stellende nutzbare Gefälle zu erhalten.

Bezeichnet

$D$  den lichten Durchmesser der runden Rohrleitung in Meter,

$L$  die Länge der Rohrleitung in Meter,

$v$  die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung in Meter pro Secunde,

$h$  den Gefällsverlust durch die Reibung des Wassers in der geraden Rohrleitung in Meter,

$g = 9,8088 \sim 9,81$  die Acceleration der Schwere,

$\zeta$  den Widerstandscoefficient der Rohrleitung,

so erhält man nach Weisbach

$$h = \zeta \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (25)$$

Der Widerstandscoefficient  $\zeta$  ist nachstehender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle des Widerstandscoefficienten  $\zeta$  nach Weisbach.

Mittlere Geschwindigkeit $v$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2
Widerstandscoefficient $\zeta = 0,0$	446	356	317	294	278	266	257	250	244	239	211

Kann das Wasser in dem Sammelkasten (Fig. 1, Taf. V) vor dem Eintritt in das Leitungsrohr als stillstehend angenommen werden, so entsteht beim Einlauf eine Senkung des Wasserspiegels entsprechend der Geschwindigkeitshöhe

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (25a)$$

welche zur Erzeugung der Geschwindigkeit  $v$  erforderlich ist, und bei Berechnung des nutzbaren Gefalles als Gefällsverlust vom disponiblen Gefälle in Abzug zu bringen ist.

Die pro Secunde durch die Rohrleitung abfließende Wassermenge  $Q$  in Kubikmeter ergibt sich aus der Gleichung

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot v \dots \dots \dots (26)$$

Die Gleichung (26) ergibt bei gegebener Wassermenge und angenommener Geschwindigkeit den erforderlichen Rohrdurchmesser

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{v}} = 1,1284 \sqrt{\frac{Q}{v}} \dots \dots \dots (27^*)$$

Die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in der bei Turbinen vorkommenden Rohrleitung zur Zuführung des Aufschlagwassers nehme man nach Redtenbacher

$$v = 1 \text{ m pro Secunde } \dots \dots \dots (28)$$

Ist in der Rohrleitung eine Krümmung mit dem Centriwinkel  $\beta$  vorhanden (Fig. 1, Taf. V), so entsteht hierdurch ein weiterer Gefällsverlust  $h_2$ , welcher mit obigen Bezeichnungen nach Weisbach zu setzen ist

$$h_2 = \zeta_2 \cdot \frac{\beta}{90} \cdot \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (29)$$

wofür der Widerstandskoeffizient  $\zeta_2$  der nachstehenden Tabelle zu entnehmen ist, in welcher noch  $\rho$  den Krümmungshalbmesser der Röhrenachse in Meter bezeichnet, und  $\beta$  in Graden auszudrücken ist.

Tabelle der Widerstandskoeffizienten  $\zeta_2$  nach Weisbach.

Verhältniß $\left(\frac{D}{2\rho}\right)$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Widerstands- coefficient $\zeta_2$	0,131	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,978

\*) Die Wandstärke gusseiserner Rohrleitungen (Fig. I, Taf. V) erhält man nach der theoretischen Formel (P. I. S. 202) oder nach der empirischen Formel (theoretisch für 5 bis 8 at-Wasserdruck)

$$\delta = 8 \text{ mm} + 0,0125 \cdot D \text{ bis } 12 \text{ mm} + 0,02 \cdot D$$

wobei  $D$  den lichten Rohrdurchmesser in Millimeter bezeichnet.

Die Flantschendicke wird wieder gleich  $1,5 \delta$ ; die Flantschenschekellänge gleich  $10 \text{ mm} + 3 \delta$  und der äußere Gewindedurchmesser der Flantschenschrauben  $d = 3 \text{ mm} + \delta$  nach der Whitworth'schen Scala (Tabelle P. I. S. 20) abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander gleich  $5 d$  bis  $6 d$ .

Die Wandstärke für Rohrleitungen aus genietetem Eisenblech (Fig 1, Taf. V) kann man nehmen

für einfache Längsnietung

$$\delta = 1,37 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm}$$

für doppelte Längsnietung

$$\delta = 1,1 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm}$$

Der Gefällsverlust beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung beträgt

$$h_0 = \zeta_0 \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (29a)$$

wobei nach Weisbach im Mittel  $\zeta_0 = 0,505$  beträgt, sich aber durch Abrundung oder Eintrichtern der Einmündung auf 0,08 herabziehen lässt und bei langer Rohrleitung ganz vernachlässigt werden kann.

Für die Bestimmung der *Dicke  $\delta$  des Schützenbrettes* gilt die Formel (Note S. 19)

$$\delta = 0,0015 \cdot l \cdot \sqrt{h'} \dots \dots \dots (30)$$

worin  $\delta$  die Dicke des Schützenbrettes in Millimeter,  $l$  die Länge desselben in Millimeter und  $h'$  die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung ebenfalls in Millimeter bezeichnet.

Die *Schützen-Zugvorrichtung* wird principiell als Winde (P. I. S. 74 bis 95) für die ideelle Last  $Q$  dimensionirt, welche sich aus der Reibung des Schützenbrettes in seiner Führung und dem Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armirung zusammensetzt, wenn vom Auftrieb des Wassers abgesehen wird.

Bezeichnet

$l$  die Länge des Schützenbrettes in Millimeter,

$h'$  die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung in Millimeter,

$\gamma = \frac{1}{1000000}$  das Gewicht von 1 <sup>kbmm</sup> Wasser in Kilogramm.

$\varphi = 0,71$  den Reibungscoefficienten für nicht armirte Führungen, Eiche auf Eiche, mit Wasser,

$\varphi = 0,31$  den Reibungscoefficienten für armirte Führungen, Gusseisen auf Gusseisen, mit Wasser,

$G$  das Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armirung in Kilogramm,

wenn  $D$  den lichten Durchmesser in Meter,  $p$  den Wasserüberdruck in Atmosphären und  $\delta$  die Wandstärke in Millimeter bezeichnet.

Die Dimensionen für die zur Flantschenbildung zu verwendenden Winkeleisen und jene der etwa zur Construction des oberen Sammelkastens zu verwendenden Profileisen sind den vom *österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein* aufgestellten Tabellen (P. I. Note S. 143) zu entnehmen.

$P$  den mittels der Zugvorrichtung zu überwindenden Reibungswiderstand in Kilogramm, so ist nach den Regeln der Hydrostatik der Wasserdruck auf das Schützenbrett also der Normaldruck auf die Führung

$$\mathfrak{R} = h' \cdot l \cdot \frac{h'}{2} \cdot \gamma = \frac{1}{2} \cdot \gamma \cdot h'^2 \cdot l$$

und demnach

$$P = \varphi \cdot \mathfrak{R} = \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot h'^2 \cdot l \quad . . . . . (31)$$

und hiermit

$$Q = P + G \quad . . . . . (31a)$$

In Wirklichkeit aber wird man zweckmässig bei im Freien stehenden Schleusen, um der Klage des *Schwergehens* solcher Zugvorrichtungen zu begegnen, welche in der mangelhaften Wartung u. s. w. begründet sind, die der Dimensionirung der Winde rücksichtlich des Uebersetzungsverhältnisses unter Voraussetzung der Kraft  $K = 10$  bis  $16 \text{ kg}$  an der Kurbel zu Grunde zu legende Last mindestens dreimal so groß also  $G = 3 (P + G)$  annehmen müssen und die Festigkeitsdimensionen der Zahnräder nach der maximalen Kraft an der Kurbel  $K = 2 \cdot 27 = 54 \text{ kg}$  (P. I. Note Seite 75) bestimmen, (wie im 2. Beispiel P. I. Seite 85). Der Kerndurchmesser der Schraubenspindeln oder die Theilung der Zahnstangen zum Heben der Schütze wird am besten für den Mittelwert zwischen  $Q = 3 (P + G)$  und dem unter gleichen Verhältnissen bei Anwendung der maximalen Kraft an der Kurbel sich rechnungsmässig ergebenden Zug in der Spindelachse oder Zahnstange berechnet.

Einfache Schützen werden selten über mehr als  $1,9 \text{ m}$  Breite der Schützenöffnung also höchstens mit einer Länge des Schützenbrettes  $l = 2,060 \text{ m}$  ausgeführt. Breitere Oeffnungen werden in mehrere Theile getheilt. Die Breite eines Brettes in der Schütze beträgt gewöhnlich  $250$  bis  $360 \text{ mm}$  entsprechend der Höhe der Schütze.

Die Säulen und Querbalken der Schützenrahmen werden gewöhnlich aus Holz, häufig auch aus Stein hergestellt, und erhalten insgesamt quadratischen Querschnitt von  $240$  bis  $310 \text{ mm}$  Seitenlänge; der Kopfbalken zum Tragen des Windwerks erhält

hingegen rechteckigen Querschnitt von 240 bis 310<sup>mm</sup> Höhe und 400 bis 420<sup>mm</sup> Breite.

1. *Beispiel.* Durch einen natürlichen Wasserlauf nach Fig. 1, Taf. I, dessen Wasserkraft zum Betriebe eines Wassermotors verwendet werden soll, fließt die mittlere Wassermenge  $Q = 1,25$  kbm pro Sec. bei einer mittleren Breite gleich 5,05 m und mittleren Tiefe gleich 0,19 m. Die Terrainverhältnisse lassen die Wehranlage und die Einmündung des Obergrabens in den natürlichen Wasserlauf an jener Stelle besonders angezeigt erscheinen, an welcher sie in Fig. 1, Taf. I, eingezeichnet ist, welche 200 m unterhalb der Mündung des Untergrabens des nächsten Wasserwerksbesitzers liegt. Das Gefälle des natürlichen Wasserlaufes beträgt auf diese Länge von 200 m abgerundet 1,515 m. Durch die Einmündung des Obergrabens ist beim Wehr eine Erbreiterung des Wasserlaufes zu erzielen wie in Fig. 1, Taf. I, zu ersehen, in welcher das linke Ufer des natürlichen Wasserlaufes gestrichelt eingezeichnet ist, welche eine Breite des Wehres von 30 m ergibt. Es ist die für eine Stauhöhe von 1,45 m erforderliche Wehrhöhe  $x$  und die Entfernung  $E$  vom Wehr stromaufwärts zu berechnen, in welcher die Stauhöhe noch  $h_2 = 0,05$  m beträgt, wenn die ganze Wassermenge  $Q$  über das Wehr abfließt.

Da die Stauhöhe ziemlich groß ist, so ergibt sich ein vollkommenes Ueberfallwehr, Fig. 1, Taf. II, wie auch leicht nach den Angaben der Note S. 8 zu begründen und man kann zur Berechnung der Höhe des Wehres die Gl. (4) benutzen.

Hiefür ist nach der vorliegenden Aufgabe

$a = 0,19$  m;  $h_1 = 1,45$  m;  $b = 30$  m;  $Q = 1,25$  kbm;  $\mu = 0,80$ ;  $\sqrt{2g} = 4,4292$  und hiermit ergibt die Gl. (4)

$$x = a + h_1 - \left( \frac{Q}{\frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g}} \right)^{2/3} = 0,19 + 1,45 - \left( \frac{1,25}{\frac{2}{3} \cdot 0,80 \cdot 30 \cdot 4,4292} \right)^{2/3} = 1,64 - 0,068 = 1,572 \text{ m}$$

Fließt bei geöffneter Einlassschleuse alles zulaufende Wasser in den Zuflusscanal des Motors, so ist die Höhe des Oberwasserspiegels am Wehr mit der Wehrkrone gleich hoch anzunehmen, andernfalls liegt derselbe in der Höhe  $h$  (Gl. 2, Seite 7) über der Wehrkrone, wenn  $Q$  die noch pro Secunde über das Wehr abfließende Wassermenge und  $h$  die zugehörige Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone bezeichnet.

Für die Stauweite gilt die Gl. (12) mit den Werten

$$h_1 = 1,45 \text{ m}; h_2 = 0,05 \text{ m}; a = \frac{H_0}{L} = \frac{1,515}{200} = 0,007575; a = 0,19 \text{ m};$$

$$U = 5,5 \text{ m geschätzt}; F = 5,05 \cdot 0,19 = 0,9595 \sim 0,96 \text{ qm}; c = \frac{Q}{F} = \frac{1,25}{0,96} = 1,302 \text{ m}; \frac{a}{a + h_1} = \frac{0,19}{1,64} = 0,116; \frac{a}{a + h_2} = \frac{0,19}{0,24} = 0,792 \sim 0,8$$

Die Tabelle S. 13 ergibt für  $\frac{a}{a + h_2} = 0,8$  den Wert  $\varphi_2 = 0,4198$

und für  $\frac{a}{a + h_1} = 0,116$ , welcher Wert in der Tabelle nicht mehr enthalten ist, ergeben die Formeln der Note S. 13 den Wert  $\varphi_1 = 0,0060$ .

Hiermit ergibt die Gl. (12)

$$E = \frac{h_1 - h_2}{a} + \frac{a}{a} \left( 1 - \frac{U}{F} \cdot \frac{c^2}{g} \right) \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) = \frac{1,4}{0,007575} + \frac{0,19}{0,007575} \cdot \left( 1 - \frac{5,5}{0,96} \cdot \frac{1,302^2}{9,81} \right) \cdot (0,4198 - 0,0060) = 184,805 + 0,104 = 184,909 \text{ m}$$

$\sim 185 \text{ m}$

und es beträgt sonach in der Entfernung von 184,909 m vom Wehr stromaufwärts die Stauhöhe noch 0,05 m, also noch  $200 - 185 = 15 \text{ m}$  unterhalb der Mündung des Untergrabens des nächsten Wasserwerksbesitzers.

2. *Beispiel.* In welcher Entfernung  $E$  (Fig. 9, Text) vom Wehr stromaufwärts beträgt nach den Angaben des vorstehenden Beispiels die Stauhöhe noch  $h_2 = 0,02 \text{ m}$ , und wie groß ist die Stauweite unter Voraussetzung eines horizontalen Wasserspiegels ober dem Wehr wie in Fig. 10, Text, gezeichnet?

Es ist hierfür  $\frac{a}{a + h_2} = \frac{0,19}{0,21} = 0,905 \sim 0,9$  und nach der Tabelle S. 13 der Wert  $\varphi_2 = 0,6489$ , und somit nach Gl. (12)

$$E = \frac{1,43}{0,007575} + \frac{0,19}{0,007575} \cdot 0,01 \cdot (0,6489 - 0,0060) = 188,780 + 0,161 = 188,941 \sim 189 \text{ m}$$

und es beträgt sonach in der Entfernung noch  $200 - 189 = 11 \text{ m}$  unterhalb der Mündung des Untergrabens des nächsten Wasserwerksbesitzers die Stauhöhe annähernd nur mehr 0,02 m, wenn die Wassermenge  $Q = 1,25 \text{ km}^3$  pro Sec. über das Wehr abfließt.

Für den horizontalen Wasserspiegel ober dem Wehr, nach Fig. 10 Text, erhält man nach Gl. (12b)

$$E = h_1 \cdot \cotg \alpha$$

und weil das Gefälle des natürlichen Wasserlaufes auf die Länge von  $L = 200 \text{ m}$  nach Angabe im vorstehenden Beispiel  $h = 1,515 \text{ m}$  beträgt, so ist

$$\tg \alpha = \frac{h}{L} = \frac{1,515}{200} = 0,007575$$

und somit

$$\cotg \alpha = \frac{1}{\tg \alpha} = \frac{1}{0,007575}$$

also wegen  $h_1 = 1,45 \text{ m}$  Stauhöhe

$$E = 1,45 \cdot \frac{1}{0,007575} = 191,4 \text{ m}$$

Es kann also jedenfalls die nach dem vorstehenden 1. Beispiel projectirte Wehranlage ohne Schädigung des nächsten Wasserwerksbesitzers als zulässig erkannt werden.

3. *Beispiel.* Um wie viel steigt der Oberwasserspiegel bei der nach den Angaben des vorstehenden 1. Beispielles ausgeführten Wehranlage, Fig. 1, Taf. II, wenn die bei starken Regengüssen über das Wehr abfließende maximale Wassermenge  $Q = 3,75$  kbm pro Sec. beträgt?

Nach Gl. (3) beträgt die Druckhöhe des Wassers über der Wehrkrone annähernd

$$h = \left( \frac{Q}{\frac{2}{3} \mu \cdot b \sqrt{2g}} \right)^{2/3} = \left( \frac{3,75}{\frac{2}{3} \cdot 0,80 \cdot 30 \cdot 4,4292} \right)^{2/3} = 0,141 \text{ m}$$

und weil dieselbe bei der mittleren Wassermenge  $Q = 1,25$  kbm 0,068 m beträgt, so steigt der Oberwasserspiegel um  $0,141 - 0,068 = 0,073$  m.

4. *Beispiel.* Ein Ueberfall Schleusenwehr nach Fig. 2 und 3, Taf. III, enthält eine Schleuse mit zwei Schützen von je 1,5 m Breite der Schützenöffnung. Die Höhe des Oberwasserspiegels über der Schwelle der Schützenöffnung beträgt 0,60 m. Wie groß muß die Höhe der Schützenöffnung sein, damit durch beide Schützenöffnungen die Wassermenge 2 kbm pro Sec. abfließt?

Die durch eine Schützenöffnung abfließende Wassermenge beträgt  $Q_0 = 1$  kbm pro Sec. und bei Vernachlässigung der Geschwindigkeit des an der Schützenöffnung ankommenden Wassers ergibt die Gl. (7) wegen  $h' = 0,60$  m;  $b_0 = 1,5$  m;  $\mu = 0,60$ ;  $\sqrt{2g} = 4,4292$

$$a_0 = \frac{Q}{\mu \cdot b_0 \sqrt{2g} \left( h' - \frac{a_0}{2} \right)} = \frac{1}{0,60 \cdot 1,5 \cdot 4,4292 \cdot \sqrt{\left( 0,60 - \frac{a_0}{2} \right)}}$$

$$a_0 = \frac{0,2508}{\sqrt{\left( 0,60 - \frac{a_0}{2} \right)}}$$

Bei Vernachlässigung von  $\frac{a_0}{2}$  rechts vom Gleichheitszeichen wird zuerst annähernd

$$(a_0) = \frac{0,2508}{\sqrt{0,60}} = \frac{0,2508}{0,775} = 0,32 \text{ m}$$

und hiermit genauer

$$(a_0) = \frac{0,2508}{\sqrt{\left( 0,60 - \frac{0,32}{2} \right)}} = \frac{0,2508}{\sqrt{0,44}} = \frac{0,2508}{0,663} = 0,378 \sim 0,38 \text{ m}$$

und hiermit endlich noch genauer

$$a_0 = \frac{0,2508}{\sqrt{\left( 0,60 - \frac{0,38}{2} \right)}} = \frac{0,2508}{\sqrt{0,41}} = \frac{0,2508}{0,64} = 0,392 \sim 0,40 \text{ m}$$

Für  $a_0 = 0,4$  m ergibt die Gl. (5) ebenfalls bei Vernachlässigung von  $\frac{c^2}{2g}$  zur Controle die Wassermenge

$$Q_0 = \mu \cdot a_0 b_0 \sqrt{2gh_0} = 0,6 \cdot 0,4 \cdot 1,5 \cdot \sqrt{2g \cdot (0,6 - 0,2)} = 0,6 \cdot 0,4 \cdot 1,5 \cdot 4,4292 \cdot \sqrt{0,4} = 1,008 \sim 1 \text{ kbm}$$

und sonach ist  $a_0$  hinreichend genau bestimmt.

5. *Beispiel.* Es sind die Querschnittsdimensionen des nach Fig. 1 und 2, Taf. IV, hergestellten Zuflusscanales mit rechteckigem Profil und die Wandstärke des Bretterbodens zu bestimmen, für die Wassermenge  $Q = 1,25 \text{ kbm}$  pro Secunde und die mittlere Geschwindigkeit  $v = 0,6 \text{ m}$  pro Secunde. Ferner sind die Dimensionen der gusseisernen Wandungen für diesen Canal zu berechnen, falls derselbe nach Fig. 3 und 4, Taf. IV, hergestellt wird.

Nach Gl. (13 ist die Querschnittsfläche des Wassers im Canal

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{1,25}{0,6} = 2,083 \text{ qm}$$

hiermit ergibt die Gl. (17 resp. (21 das Verhältnis

$$\frac{b}{a} = 2,7 + 0,9 \cdot F = 2,7 + 0,9 \cdot 2,083 = 4,575 .$$

und die Gl. (22 für den rechteckigen Querschnitt die Wassertiefe

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right)}} = \sqrt{\frac{2,083}{4,575}} = 0,675 \text{ m}$$

endlich die Gl. (23 die Canalbreite

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) \cdot a = 4,575 \cdot 0,675 = 3,0883, \sim 1 \text{ m}$$

Zur Probe für die Richtigkeit der Rechnung hat man

$$Q = a \cdot b \cdot v = 0,675 \cdot 3,1 \cdot 0,6 = 1,254 \sim 1,25 \text{ kbm}$$

Für die Entfernung der Sohlbalken  $l = 1400 \text{ mm}$  und die Wassertiefe  $a = 675 \text{ mm}$  ergibt sich die Pfostendicke nach der Formel (Note S. 19)

$$\delta = 0,0015 \cdot l \cdot \sqrt{a} = 0,0015 \cdot 1400 \cdot \sqrt{675} = 54,56 \sim 55 \text{ mm}$$

Es erhalten sonach die Sohlbalken, Seitenstützen und Kopfbalken die Dicke  $2,5 \delta = 2,5 \cdot 55 = 137,5 \sim 140 \text{ mm}$  und die Breite  $4,5 \delta = 4,5 \cdot 55 = 247,5 \sim 250 \text{ mm}$

Für den aus gusseisernen Platten hergestellten Boden erhält man (Note S. 19)

$$\delta = 0,0006 \cdot l \sqrt{a} = 0,0006 \cdot 1400 \cdot \sqrt{675} = 21,8 \sim 22 \text{ mm}$$

somit wird die Flantschendicke  $1,5 \delta = 33 \text{ mm}$ ; die Flantschenschekellänge  $10 \text{ mm} + 3 \delta = 76 \text{ mm}$ ; der äußere Gewindedurchmesser der Flantschenschrauben  $d = 3 \text{ mm} + \delta = 25 \text{ mm} \sim 25,4$  also Nr. 8 oder 1 Zoll englisch, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander  $5 d$  bis  $6 d = 125$  bis  $150 \text{ mm}$ .

6. *Beispiel.* Der Zuflusscanal des vorstehenden 5. Beispielles erhält die Länge  $L = 180 \text{ m}$ . Wie groß muß das totale Gefälle desselben sein, damit die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in demselben  $v = 0,6 \text{ m}$  pro Secunde beträgt?

Hiefür ist der benetzte Theil des Umfanges des Canalprofils

$$U = 2a + b = 2 \cdot 0,675 + 3,1 = 4,45 \text{ m}$$

ferner für die Geschwindigkeit  $v = 0,6 \text{ m}$  nach der Tabelle S. 20 der Widerstandcoefficient  $\zeta = 0,00814$  und somit nach Gl. (24 das totale Gefälle

$$h = \zeta \cdot \frac{LU}{F} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,0814 \cdot \frac{180 \cdot 4,45}{2,083} \cdot \frac{0,6^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0574 \sim 0,06 \text{ m}$$

Es ergibt sich noch das Gefälle pro  $1 \text{ m}$  Länge, d. i. das sogenannte relative Gefälle

$$\frac{h}{L} = \frac{0,06}{180} = \frac{1}{3000}$$

7. *Beispiel.* Es sind die Querschnittsdimensionen des nach Fig. 11, Text, (Seite 17) hergestellten Canales in dichter Erde mit der Böschung  $1 : 1$  ( $\cotg \alpha = 1$ ) also mit dem Böschungswinkel  $\alpha = 45^\circ$  zu bestimmen für die Wassermenge  $Q = 2 \text{ kbm}$  pro Secunde und die mittlere Geschwindigkeit  $v = 0,35 \text{ m}$  pro Secunde.

Es ist nach Gl. (13 die Querschnittsfläche des Wassers im Canal

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{2}{0,35} = 5,71 \text{ qm}$$

hiermit wird nach Gl. (17 das Verhältnis

$$\frac{b}{a} = 2,7 + 0,9 F = 2,7 + 0,9 \cdot 5,71 = 7,839 \sim 8$$

und nach Gl. (18 die Wassertiefe

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right) + \cotg \alpha}} = \sqrt{\frac{5,71}{8 + 1}} = \sqrt{\frac{5,71}{9}} = 0,796 \text{ m} \sim 0,8 \text{ m}$$

und nach Gl. (23 die Breite der Canalsole

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) \cdot a = 8 \cdot 0,8 = 6,4 \text{ m}$$

Die Probe ergibt, weil die Querschnittsfläche

$$F = a(b + a \cdot \cotg \alpha) = 0,8(6,4 + 0,8 \cdot 1) = 0,8 \cdot 7,2 = 5,76 \text{ qm}$$

beträgt, die Wassermenge

$$= F \cdot v = 5,76 \cdot 0,35 = 2,016 \sim 2 \text{ kbm}$$

8. *Beispiel.* Es sind die Querschnittsdimensionen des nach Fig. 12, Text, (Seite 18) hergestellten Abflusscanales mit rechteckigem Profil zu bestimmen für die Wassermenge  $Q = 1,25 \text{ kbm}$  pro Secunde und die mittlere Geschwindigkeit  $v = 0,9 \text{ m}$  pro Secunde.

Nach Gl. (13 ist die Querschnittsfläche des Wassers im Canal

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{1,25}{0,9} = 1,389 \text{ qm}$$

hiermit ergibt die Gl. (21 das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = 2,7 + 0,9 F = 2,7 + 1,25 = 3,95$$

und die Gl. (22 die Wassertiefe für den rechteckigen Querschnitt

$$a = \sqrt{\frac{F}{\left(\frac{b}{a}\right)}} = \sqrt{\frac{1,389}{3,95}} = \sqrt{0,352} = 0,594 \text{ m} \sim 0,6 \text{ m}$$

endlich die Gl. (23 die Canalbreite

$$b = \left(\frac{b}{a}\right) \cdot a = 3,95 \cdot 0,594 = 2,346 \text{ m} \sim 2,35 \text{ m}$$

Zur Probe für die Richtigkeit der Rechnung hat man

$$Q = a \cdot b \cdot v = 0,594 \cdot 2,346 \cdot 0,9 = 1,254 \sim 1,25 \text{ kbm}$$

9. *Beispiel.* Der Abflusscanal des vorstehenden 7. Beispielles erhält nach Fig. 13, Text, die Länge  $L = 120 \text{ m}$ . Wie groß muß das totale Gefälle desselben sein, damit die mittlere Geschwindigkeit des Wassers in demselben  $v = 0,9$  pro Secunde beträgt?

Hiefür ist der benetzte Theil des Umfanges des Canalprofiles

$$U = 2a + b = 2 \cdot 0,594 + 2,346 = 3,544 \text{ m}$$

ferner für die Geschwindigkeit  $v = 0,9 \text{ m}$  nach der Tabelle S. 20 der Widerstandscoefficient  $\zeta = 0,0079$  und somit nach Gl. (24 das totale Gefälle

$$h = \zeta \cdot \frac{L U}{F} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,0079 \cdot \frac{120 \cdot 3,544}{1,389} \cdot \frac{0,9^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0998 \sim 0,1 \text{ m}$$

Es ergibt sich hiermit noch das Gefälle pro 1 m Länge d. i. das sogenannte relative Gefälle.

$$\frac{h}{L} = \frac{0,1}{120} = \frac{1}{1200}$$

10. *Beispiel.* Die Zuleitung des Aufschlagwassers einer Turbine erfolgt durch eine Rohrleitung theilweise von Eisenblech, theilweise von Gusseisen (Fig. 1, Taf. V), welche sich an den Boden des oberen Sammelkastens anschließt. Das Einmündungsstück bildet einen trichterförmigen Anschluss an den Boden des Sammelkastens. Die Wassermenge beträgt 1,25 kbm pro Secunde und die Länge der Rohrleitung 40 m. In der Rohrleitung befinden sich zwei Krümmungen im Winkel von  $45^\circ$ .

Es sind die Dimensionen der Rohrleitung zu bestimmen und ist der Gefällsverlust zu berechnen, welcher beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung in Folge der Reibung des Wassers und durch die Krümmung entsteht, da dieser von dem sogenannten disponiblen Gefälle in Abzug zu bringen ist, welches sich vom Oberwasserspiegel im Sammelkasten zum Unterwasserspiegel bei der Turbine ergibt, um das sogenannte nutzbare Gefälle zu ermitteln.

Wählt man die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung nach Gl. (28

$$v = 1 \text{ m pro Secunde,}$$

so ergibt die Gl. (27 den lichten Rohrdurchmesser.

$$D = 1,1284 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 1,1284 \sqrt{1,25} = 1,2616 \sim 1,260 \text{ m}$$

und die Gl. (25 den Gefällsverlust durch die Reibung des Wassers in der

Rohrleitung mit den Werten  $\zeta = 0,0239$  für  $v = 1$  m nach der Tabelle S. 21 und  $L = 40$  m

$$h = \zeta \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,0239 \cdot \frac{40}{1,26} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 0,0487 \sim 0,05 \text{ m}$$

Die Gl. (25a) ergibt den der Geschwindigkeit  $v$  entsprechenden Gefällsverlust

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} = \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 0,051 \text{ m}$$

Ferner ergibt die Gl. (29) den Gefällsverlust durch die beiden Krümmungen, wenn man den Krümmungshalbmesser der Röhrenachse wählt

$$\rho = 1,67 D = 1,67 \cdot 1,26 = 2,104 \sim 2,1 \text{ m}$$

und für das sich sonach ergebende Verhältniß

$$\frac{D}{2\rho} = \frac{1}{2 \cdot 1,67} = 0,3$$

den Widerstandscoefficient  $\zeta_2 = 0,158$  aus der Tabelle S. 22 entnimmt, mit  $\beta = 45$

$$h_2 = 2 \cdot \zeta_2 \cdot \frac{\beta}{90} \cdot \frac{v^2}{2g} = 2 \cdot 0,158 \cdot \frac{45}{90} \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 0,008 \text{ m}$$

endlich ergibt die Gl. (29a) den Gefällsverlust beim Eintritt des Wassers in die Rohrleitung

$$h_0 = \zeta_0 \frac{v^2}{2g} = 0,505 \cdot \frac{1}{2 \cdot 9,81} = 0,025 \text{ m}$$

Es wird somit der gesammte Gefällsverlust durch die Rohrleitung

$$h + h_1 + h_2 + h_0 = 0,05 + 0,051 + 0,008 + 0,025 = 0,134 \text{ m}$$

Die Wandstärke für den von Gusseisen hergestellten Theil der Rohrleitung ergibt sich nach der empirischen Formel (Note S. 22)

$$\delta = 8 \text{ mm} + 0,0125 \cdot D \text{ bis } 12 \text{ mm} + 0,02 \cdot D = 8 \text{ mm} +$$

$$+ 0,0125 \cdot 1260 \text{ bis } 12 \text{ mm} + 0,02 \cdot 1260 = 23,75 \text{ bis } 37,2 \text{ mm}$$

und wenn man im vorliegenden Falle mit Rücksicht auf das eben disponible Gefälle von 18,33 m und mit Rücksicht auf den Guss etc. einen Mittelwert nimmt und abrundet

$$\delta = 30 \text{ mm}$$

Hiermit wird die Flantschendicke  $= 1,5 \delta = 45$  mm, die Flantschen-schenkellänge  $= 10 \text{ mm} + 3 \delta = 100$  mm, der äußere Gewindedurchmesser der Flantschenschrauben  $d = 3 \text{ mm} + \delta = 33 \text{ mm} \sim 31,75 = 1\frac{1}{4}$  Zoll engl., entsprechend der Schraube Nr. 10. Nimmt man die Schraubenmittellentfernung  $= 6 d = 6 \cdot 31,75 = 190,5 \sim 190$  mm und den Mittelkreisdurchmesser  $= 10 \text{ mm} + 5 \delta + D = 1420$  mm, so erhält man die Schraubenzahl für eine Flantsche  $= 4461 : 190 = 23,5 \sim 24$  und sonach die Schraubennittellentfernung etwas kleiner als 190 mm.

Die Wandstärke für den von Eisenblech hergestellten Theil der Rohrleitung wird, bei Voraussetzung von 18,33 m disponiblen Gefälle, also für den Wasserdruck von rund 2 at und bei Anwendung einfacher Längsnietung

$$\delta = 1,37 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 1,37 \cdot 1,26 \cdot 2 + 3 \text{ mm} = 6,45 \sim 7 \text{ mm}$$

Weil die aus Winkeleisen herzustellenden Flantschenringe des von Eisenblech hergestellten Theiles der Rohrleitung mit den vorstehend dimensionirten gusseisernen Flantschen zusammenkommen, so wird man ein Winkeleisen von 120 mm Schenkellänge und 11 mm Schenkeldicke anwenden, welche mit Hinzurechnung der Blechdicke  $\delta = 7$  mm nahezu mit der Länge der gusseisernen Anschlussflantsche einschließlich der Wandstärke  $\delta = 30$  mm übereinstimmt.

11. *Beispiel.* Es ist die Dicke des Schützenbrettes und die Größe der für die Dimensionirung der Schützenzugvorrichtung maßgebenden Last  $Q$  für die in Fig. 1 bis 5, Taf. II, gezeichnete Schleuse zu berechnen, wenn die Länge des Schützenbrettes 2 m und die Wassertiefe bis zur Schwelle der Schützenöffnung 0,8 m beträgt.

Es ist  $l = 2000$  mm und  $h' = 800$  mm und hiermit nach Gl. (30) die Dicke des Schützenbrettes

$\delta = 0,0015 \cdot l \cdot \sqrt{h'} = 0,0015 \cdot 2000 \cdot \sqrt{800} = 84,9 \sim 85$  mm  
welche in gleicher Größe für die ganze Breite beziehungsweise für die ganze Höhe des Schützenbrettes beibehalten wird.

Es ergibt sich nun das Eigengewicht des Schützenbrettes, wenn das spezifische Gewicht des nassen Holzes gleich 1 gesetzt wird (P. I. Note S. 3) und das Schützenbrett in der tiefsten Stellung noch 150 mm über den Oberwasserspiegel vorsteht, also die ganze Höhe gleich 950 mm erhält, die Längenmaße in Decimeter eingesetzt,

$$G_1 = 20 \cdot 9,5 \cdot 0,85 = 161,5 \sim 165 \text{ kg.}$$

Schätzt man nun das Gewicht der Armirung einschließlich der als Zugorgan verwendeten Zahnstangen oder flachgängigen Schraubenspindeln vorbehaltlich nachträglicher genauer Berechnung,

$$G_2 = 0,5 \cdot G_1 = 0,5 \cdot 165 = 82,5 \text{ kg}$$

so ist annähernd das Eigengewicht des Schützenbrettes und seiner Armirung

$$G = G_1 + G_2 = 165 + 82,5 = 247,5 \sim 250 \text{ kg}$$

Es ergibt sich ferner nach Gl. (31) für nicht armirte Führungen mit  $f = 0,71$  die Reibung des Schützenbrettes in seiner Führung

$$P = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \gamma \cdot h'^2 \cdot l = \frac{1}{2} \cdot 0,71 \cdot \frac{1}{1000000} \cdot 800^2 \cdot 2000 \\ = 454,4 \sim 455 \text{ kg}$$

und somit nach Gl. (31a)

$$Q = P + G = 455 + 250 = 705 \sim 700 \text{ kg}$$

Es ist sonach die Zugvorrichtung als Winde theoretisch für die Last von 700 kg zu dimensioniren, in Wirklichkeit aber wird sie, wie bereits angegeben, mindestens auf  $Q = 3 \cdot 700 = 2100$  kg dimensionirt.

12. *Beispiel.* Es ist die Schützenzugvorrichtung für die im vorstehenden 10. Beispiel in Rechnung stehende Schleuse, mit 2 flachgängigen Schrauben und doppelter Räderübersetzung so zu dimensioniren, dass man an der Kurbel von  $a = 260$  mm Kurbelhalbmesser mit der Kraft  $K = 16$  kg wirkend, den auf beide Schrauben zusammen entfallenden Zug  $Q = 2500$  kg

(1250 kg auf jede Schraube) überwinden kann. Die Festigkeitsdimensionen der Zahnräder und Wellen sind für den Fall der Anwendung der größten Kraft  $K = 54$  kg, welche zwei Arbeiter an der Kurbel durch kurze Zeit ausüben können (P. I. Note Seite 75) zu berechnen, hingegen der Kerndurchmesser der Schraubenspindeln für den Mittelwert zwischen 1250 kg und der unter gleichen Verhältnissen bei der größten Kraftanstrengung an der Kurbel sich ergebenden Zugkraft in den Spindelachsen.

Bezeichnen, wie in Fig. 5, Taf. II cotirt,  $\alpha_1$  bis  $\alpha_4$  die Zähnezahlen der Kegelräder,  $\eta_1$  den Wirkungsgrad jeder Spindel und Mutter;  $\eta_2$  den Wirkungsgrad der Zahnräder  $\alpha_3$  und  $\alpha_4$ ;  $\eta_3$  den Wirkungsgrad der zugehörigen Vorgelegewelle;  $\eta_4$  den Wirkungsgrad der beiden Zahnräder  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ ;  $\eta_5$  den Wirkungsgrad der zugehörigen Vorgelegewelle,  $K$  die Kraft an der Kurbel vom Halbmesser  $a$  und  $\frac{Q}{2}$  die Last an jeder Schraube mit der Steigung  $s$ , so ist der Wirkungsgrad  $\eta$  des ganzen Windwerkes

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$$

und hiermit die theoretische Kraft an der Kurbel

$$K_0 = \eta \cdot K$$

wonach analog der Gl. (77 (P. I. Seite 81)

$$K_0 = \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot \frac{\alpha_3}{\alpha_4} \cdot Q \text{ oder } K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot \frac{\alpha_3}{\alpha_4} \cdot Q$$

Soll nun der Aufgabe entsprechend für  $K = 16$  kg sich  $Q = 2500$  kg ergeben, so muss sich auf Grund vorstehender Gleichung unter gleichen Verhältnissen für  $K_{\max} = 54$  kg als maximale Zugkraft  $Q_{\max}$  in beiden Spindeln zusammen ergeben

$$Q_{\max} = \frac{K_{\max}}{K} \cdot Q = \frac{54}{16} \cdot 2500 = 8437,5 \text{ kg}$$

also für jede Spindel

$$\frac{1}{2} Q_{\max} = 4218,75 \sim 4220 \text{ kg}$$

Es ergibt sich nun als Mittelwert für die Dimensionirung der Kerndurchmesser der Spindeln

$$P = \frac{1}{2} (1250 + 4220) = 2735 \text{ kg}$$

womit der Kerndurchmesser  $d_1$  nach Gl. (74 (P. I. Seite 77)

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} = 0,67 \cdot \sqrt{2735} = 0,67 \cdot 52,3 = 35,04 \sim 35 \text{ mm}$$

Hiermit ist nach Gl. (73 (P. I. Seite 77) die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{35}{4} = 8,75 \text{ mm}$$

und wenn man nach dem englischen Zoll abrundet (Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala P. I. S. 20) kann man passend nehmen

$$s = \frac{3}{8}'' \text{ engl.} = 9,525 \text{ mm}$$

Es wird nun der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 35 + 9,525 = 44,525 \sim 45 \text{ mm}$$

und für diese Abrundung der Kerndurchmesser

$$d_1 = d - s = 45 - 9,525 = 35,475 \text{ mm}$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2} \left( d_1 + \frac{s}{2} \right) = \frac{40,237}{2} = 20,118 \text{ mm}$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left( \frac{s}{2r\pi} \right) = \frac{9,525}{2 \cdot 20,118 \cdot 3,142} = 0,075$$

und nach der Tabelle (P. I. Seite 76, die Mutter wird gedreht) durch Interpolation zwischen 0,07 und 0,08 der Wirkungsgrad

$$\eta_1 = \frac{1}{2} \left( 0,236 + 0,260 \right) = 0,248$$

Weil andererseits  $K$  und  $a$  für die Dimensionierung der Zahnräder und Wellen gegeben sind, so können zunächst das Kegelrad  $z_1$ , sowie der Durchmesser  $d'$  der zugehörigen Vorgelegewelle und ihr Wirkungsgrad  $\eta_5$  bestimmt werden. Es ist das Moment

$$PR = Ka = 54 \cdot 260 = 14040$$

und hiefür der Wellendurchmesser nach der Tabelle (P. I. Seite 17) auf ein Kalibermaß abgerundet

$$d' = 33 \text{ mm}$$

Wählt man ferner für das Kegelrad  $z_1$  die Theilung  $t = 25,133 \text{ mm}$

also die Stichzahl  $\left( \frac{t}{\pi} \right) = 8$  nach der Tabelle (P. I. S. 83) um nicht zu grobe

Theilung zu erhalten, so kann mit Hilfe des dieser Tabelle für  $\left( \frac{t}{\pi} \right) = 8$  entnommenen Wertes

$$\left( \frac{PR}{z} \right) = 742,4$$

die Zähnezah  $z_1$  bestimmen, denn es ist in diesem Falle

$$\left( \frac{PR}{z} \right) = \left( \frac{Ka}{z_1} \right)$$

also nach Substitution der bezüglichen Werte

$$742,4 = \frac{14040}{z_1}$$

woraus sich ergibt

$$z_1 = \frac{14040}{742,4} = 18,9 \sim 20$$

und es ist sonach der Theilkreishalbmesser  $R_1$  dieses Rades

$$R_1 = \frac{z_1}{2} \cdot \left( \frac{t}{\pi} \right) = \frac{20}{2} \cdot 8 = 80 \text{ mm}$$

Es ergibt sich nun das Hebelverhältnis

$$\frac{R_1}{a} = \frac{80}{260} = \frac{1}{3,25}$$

und das Zapfenverhältnis

$$\frac{r}{R_1} = \frac{d'}{2 R_1} = \frac{33}{2 \cdot 80} = 0,206$$

und somit der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle  $\eta_5$  nach der Tabelle (P. I.

Seite 80) annähernd für  $\frac{R_1}{a} = \frac{1}{3}$  und  $\frac{r}{R_1} = 0,2$

$$\eta_5 = 0,979$$

Schätzt man nun  $\eta_3 = \eta_5 = 0,979$  und für  $x_1 = 20$  einen mittleren Wirkungsgrad aus der Tabelle (P. I. S. 80) etwa,  $\eta_2 = \eta_4 = 0,98$  so erhält man annähernd

$$\eta = 0,248 \cdot 0,98 \cdot 0,979 \cdot 0,98 \cdot 0,979 = 0,229$$

und hiermit für  $K = 16$  kg und  $Q = 2500$  kg nach der Gleichung

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{x_1}{x_2} \cdot \frac{x_3}{x_4} \cdot Q$$

$$\frac{x_2}{x_1} \cdot \frac{x_4}{x_3} = \frac{1}{0,229} \cdot \frac{9,525}{2 \cdot 260 \cdot 3,142} \cdot \frac{2500}{16} = 3,97 \sim 4$$

Weil nun die Kraftübertragung von einem Räderpaare  $x_1 x_2$  auf deren zwei  $x_3 x_4$  erfolgt, so erscheint es am passendsten

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{x_4}{x_3} = \sqrt{4} = 2$$

zu wählen, weil hiermit alle 3 Räderpaare gleiche Dimensionen erhalten und schon nach denselben Modellen ausgeführt werden können. Es werden so nach die Radhalbmesser

$$\begin{aligned} R_1 &= R_3 = 80 \text{ mm} \\ R_2 &= R_4 = 2 \cdot 80 = 160 \text{ mm} \end{aligned}$$

und die Zähnezahlen

$$\begin{aligned} x_1 &= x_3 = 20 \\ x_2 &= x_4 = 2 \cdot 20 = 40 \end{aligned}$$

die Stichzahl für alle 3 Räderpaare

$$\left( \frac{t}{\pi} \right) = 8$$

also die Theilung

$$t = 25,133 \text{ mm}$$

und wenn man für Windenräder

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

setzt, so erhält man die Zahnbreite  $b$

$$b = 2t = 2 \cdot 25,133 \sim 50 \text{ mm}$$

Es wird nun auch der Durchmesser der zweiten Vorgelegewelle gleich jenem der ersten, nämlich

$$d' = 33 \text{ mm}$$

weil sich das Kraftmoment ( $PR$ ) am Halbmesser  $R_2$  nach beiden Seiten gleich vertheilt. Derselbe wird jedoch mit Rücksicht auf die Aufkeilung des Rades in der Radnabe zweckmäßiger für das doppelte Moment  $d' = 42 \text{ mm}$ , statt dessen man wohl auch wegen der Einfachheit der Herstellung die Welle durchaus  $42 \text{ mm}$  stark macht.

Es erübrigt nun noch zu controlliren in wie weit die gewonnenen Resultate im Hinblick auf die Schätzung der Wirkungsgrade etwa zu corrigiren sind.  $\eta_1$  und  $\eta_5$  sind schon genau bestimmt. Für  $\eta_3$  erhält man das Hebelverhältnis, welches in der Tabelle (P. I. Seite 80) allgemein mit  $\frac{R_1}{a}$  bezeichnet ist, mit

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{1}{2}$$

und das Zapfenverhältnis wie oben

$$\frac{r}{R_1} = 0,206$$

somit den Wirkungsgrad

$$\eta_3 = 0,976$$

Für  $\eta_2$  und  $\eta_4$  erhält man gleiche Werte und zwar nach der Tabelle

(P. I. Seite 80) wegen  $i = \frac{x_1}{x_2} = 0,5$  und  $x_1 = 20$

$$\eta_2 = \eta_4 = 0,975$$

und hiermit wird genauer

$$\eta = 0,248 \cdot 0,975 \cdot 0,976 \cdot 0,975 \cdot 0,979 = 0,225$$

welcher Wert von obigem 0,229 so wenig abweicht, dass die gewonnenen Resultate ohne weiters beibehalten werden können.

**4. Herstellung der Wehre und Canäle.** Die Herstellung der Wehre und Canäle gehören in das Gebiet des *Wasserbaues* und erfordern die Mitwirkung sachverständiger Baumeister und Wasserbau-Ingenieure; ihre Anlage und Ausführung unterliegt der baubehördlichen Genehmigung nach gepflogenen commissionellen Erhebungen. Die Höhe der Wehrkrone und die entsprechende Versetzung und Nivellirung der Aichpfähle oder Pegel sind Fragen des *Wasserrechtes*.

Bei einem Wehrbau ist von größter Wichtigkeit, dass derselbe vom Wasser weder unterwaschen oder unterwühlt, noch an den Seiten umgangen werden kann und es müssen deshalb die beiden

Ufer gehörig fundamentirte Schutzbauten erhalten, die Unterwühlung des Wehres aber muss durch *Spundwände* und *Pfahlroste* oder *Betonirung* verhindert werden, wie auf Taf. I bis III in den die Wehre darstellenden Figuren gezeichnet.

Die Betonirung (Fig. 1, Taf. III) ist bei Wasserbauten im allgemeinen und insbesondere dann empfehlenswert, wenn im Wasser gebaut werden muss, weil das Auspumpen der Baugrube nicht angeht, sobald nur der Grund eine genügende Tragfähigkeit besitzt, um ohne weiters den Wehrbau zu tragen. Besitzt der Baugrund jedoch nicht die gehörige Tragfähigkeit, so wird ein Pfahlrost angewendet (Fig. 7, Taf. II).

Die Pfähle oder Piloten und der Rost sind mit Rücksicht auf ihre Dauerhaftigkeit so tief anzulegen, dass sie immer vom Grundwasser vollständig bedeckt sind.

Für die Einhaltung des bestimmten Gefälles der Canäle ist dieses durch ein genaues Nivellement festzustellen. An Bergabhängen wird es hierbei in der Regel am zweckmäßigsten sein, die Richtung des Zuflusscanales so zu wählen, dass Auf- und Abtrag des Materials gleich sind, wonach sich die Trace desselben bestimmt, wie in Fig. 2, Taf. I, gezeichnet.

Die Canalwände sollen (150 bis 300 mm) über den Wasserspiegel im Canal hervorragen, um selbe bei Stauungen, welche durch Veränderungen der Schützenstellung beim Motor vorkommen und dergleichen gegen eine mögliche Ueberfluthung zu sichern. Ist bei sehr großem Gefälle, welches gewöhnlich die Anwendung von Turbinen veranlasst, die Anlegung eines Canales zu schwierig, so wird statt dessen eine Rohrleitung mit Sammelkasten angewendet wie in Fig. 1, Taf. V, gezeichnet.

Die Rohrleitung wird in ihren Theilen in der Maschinenfabrik hergestellt und an Ort und Stelle so montirt, dass das Einmündungsstück, welches einen trichterförmigen Anschluss an den Boden des Sammelkastens bildet, an diesem Boden selbst gehörige Stützung findet und dichten Anschluss sichert, und das Endstück der Rohrleitung an bestimmter Stelle zum Anschluss an den Einlauf des Wassermotors kommt. Besondere Sorgfalt erfordert hierbei die Herstellung dichter Flantschenverbindungen und ist bei langen Rohrleitungen auch in entsprechender Weise vorzusorgen, dass Ausdehnungen und Zusammenziehungen in Folge von Tem-

peraturdifferenzen ohne nachtheiligen Einfluss auf die Flantschenverbindungen bleiben.

**5. Anforderungen des Betriebes.** Es ist schon hervorgehoben worden, dass mit Rücksicht auf den Betrieb ein kurzer Zuflusscanal und sonach die Fabriksanlage in der Nähe des Wehres vorzuziehen ist. Jedenfalls ist schon ein mäßig langer Oberwassergraben im Winter sorgfältig zu bedecken, um die Eisbildung zu verhüten und im allgemeinen die Temperatur des Wassers in demselben nicht zu tief sinken zu lassen. Führt das Wasser zu Zeiten viel Laub mit sich, so ist für gelegentliche Reinigung des Rechens an dem sich das Laub ansetzt Sorge zu tragen. Es ist deshalb zweckmäßig, wie in Fig. 1, Taf. I, gezeichnet, in die schiefe Ecke des Canales vor dem Rechen die Freilaufschütze anzulegen, welche rasch gezogen, alles Laubwerk vom Rechen weg in das Fluther treten lässt und sohin eine leichte Reinigung des Rechens ermöglicht. Um den Oberwasserspiegel beim Rechen nicht zu hoch zu stauen, werden die Rechenstäbe am besten aus Flacheisen hergestellt, welches mit seiner Breite in die Canalrichtung gestellt ist, wie in Fig. 5 und 6, Taf. IV, gezeichnet. Im Freien stehende Schützenzugvorrichtungen sind durch ein entsprechendes Bretterdach und Seitenwände (Fig. 2, Taf. II) gegen die Einflüsse der Witterung thunlichst zu schützen und auch bezüglich des Putzens der Maschinentheile derselben nicht zu vernachlässigen, weil in der Unmöglichkeit ihrer Ingangsetzung in Folge ihres unordentlichen Zustandes leicht die Ursache zumindest sehr unangenehmer Ueberschwemmungen liegen kann. Beschädigungen am Wehr oder an den Canalwandungen, welche letztere sich durch Undichtheit erkennen lassen, sind alsbald auszubessern, weil sie leicht bedeutende Betriebsstörungen im Gefolge haben können. Bei stark Sand und Schotter führendem Wasser ist es angezeigt den Zuflusscanal in der Nähe der Einmündung, also in der Nähe des Wehres tiefer anzulegen, um dortselbst einen Raum für die Ablagerung des Sandes und Schotters (Schotterfang, Schotterkasten, Sandkasten) zu beschaffen, welcher gelegentlich auszuräumen ist. In Fig. 1, Taf. V, ist ein solcher Schotterkasten vor dem Einlaufkasten der Rohrleitung gezeichnet. Ergibt sich eine auffallende Setzung des Wehres, so muss diese erst commissionell constatirt werden, wonach erst nach dem Ergebnisse des Nivellements die

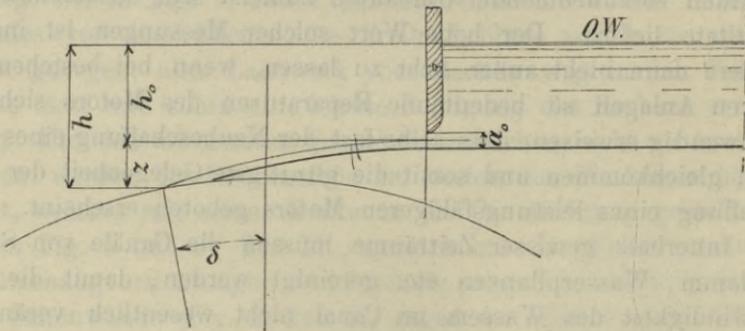
entsprechende Erhöhung der Wehrkrone in geeigneter Weise (durch Aufsetzen eines Brettes etc.) erfolgen darf, denn dies ist wieder eine Frage des Wasserrechtes. Im Hinblick auf die Möglichkeit der besseren Ausnützung der Wasserkraft ist es zweckmäßig fortlaufende Beobachtungen der Phasen des Wasserzuflusses am Wehr und im Zuflusscanal zu pflegen und ihre Ergebnisse durch graphische Darstellungen festzustellen. Auch werden von Sachverständigen bei besonderen durch solche Beobachtungen gebotenen Anlässen, mit großer Genauigkeit ausgeführte Wassermessungen behufs Controllirung der Leistungsfähigkeit des Wassermotors, im Zusammenhalt mit der Leistung des letzteren selbst, hinsichtlich eventuell vorzunehmender Umbauten zumeist sehr schätzenswerte Resultate liefern. Der hohe Wert solcher Messungen ist insbesondere dann nicht außer Acht zu lassen, wenn bei bestehenden älteren Anlagen so bedeutende Reparaturen des Motors sich als nothwendig erweisen, dass selbe fast der Neubeschaffung eines solchen gleichkommen und somit die günstigste Gelegenheit der Beschaffung eines leistungsfähigeren Motors geboten erscheint.

Innerhalb gewisser Zeiträume müssen die Canäle von Sand, Schlamm, Wasserpflanzen etc. gereinigt werden, damit die Geschwindigkeit des Wassers im Canal nicht wesentlich verändert wird. Bei hoch über dem Boden liegendem Zuflusscanal oder Gerinne aus Holz (Fig. 1 und 2, Taf. IV) ist es erforderlich zur Begehung desselben eine Bedielung auf vorstehenden Traversen anzubringen und bei den im natürlichen Terrain oder auf Dämmen geführten Canälen wird man zu ihrer Begehung, denselben entlang einen entsprechend breiten Weg anlegen. Zur Wartung der Schützen und ihrer Zugvorrichtungen werden entsprechend breite Stege bei den Schleusen angebracht, wie in Fig. 2, Taf. II, gezeichnet.

## II. DIE WASSERRÄDER.

1. **Zweck und Arten der Wasserräder.** Zweck der Wasserräder ist die Ausnützung der Wasserkraft zum Mühlen- und Fabriksbetriebe durch einen schweren, langsam laufenden Motor mit horizontaler Drehungsachse, welcher im allgemeinen geringe Aufmerksamkeit während des Betriebes erfordert und auch bei minder sorgfältiger Ausführung und Instandhaltung einen annehmbaren Nutzeffekt ergibt, wenn letzterer auch nicht immer der

Fig. 14.



Einlauf des überschlächtigen Wasserrades.

höchste im Hinblick auf die benutzte Wasserkraft durch einen andern Wassermotor erreichbare ist

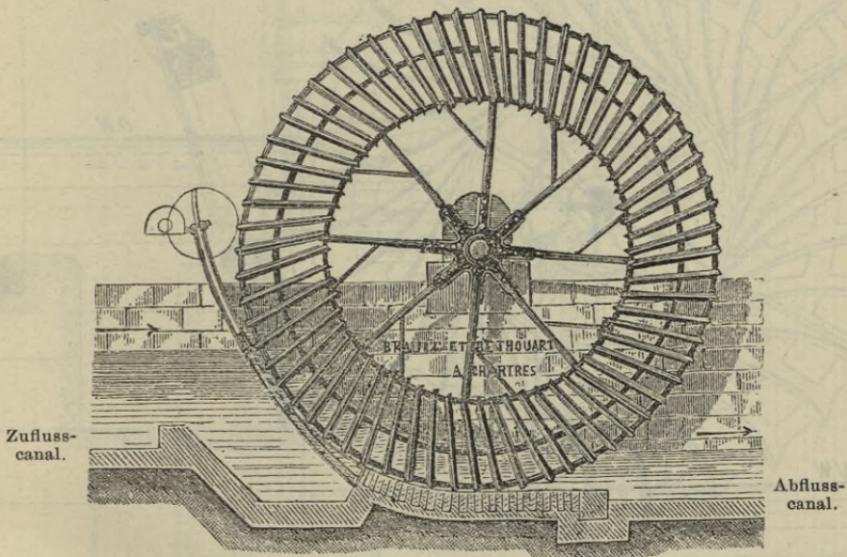
Nach der inneren Einrichtung der Wasserräder unterscheidet man zwei Arten von Wasserrädern, nämlich: *Zellenräder* oder *Kübelräder* und *Schaufelräder*.

Nach der Höhenlage des Wassereinflusses in das Wasserrad unterscheidet man vier Arten von Wasserrädern, nämlich: *überschlächtige*, *rückschlächtige*, *mittelschlächtige* und *unterschlächtige* Wasserräder.

Nach der besonderen Anordnung des Wassereinflusses und der damit im Zusammenhange stehenden Schaufelconstruction welche sich nach dem vorhandenen, beim Wasserrad concentrirten Gefälle  $H$  und der pro Secunde zufließenden Aufschlagwassermenge  $Q$  richten, unterscheidet man folgende 9 Arten von Wasserrädern:

1. Das überschlächtige Wasserrad (Fig. 2, Taf. V).
2. Das rückschlächtige Wasserrad oder das rückschlächtige Zellenrad mit Coulisseneinlauf, auch rückschlächtige Kübelrad genannt (Fig. 9, Taf. VI).
3. Das Schaufelrad mit Conlisseneinlauf (Fig. 1, Taf. VII).
4. Das Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf (Fig. 5, Taf. VII).
5. Das Sagebienenrad (Fig. 15, Text).
6. Das Zuppigerrad (Fig. 16 und 17, Text).

Fig. 15.



Sagebienenrad nach Ausführung von Béthouart &amp; F. Brautz in Chartres (Eure-et-Loir).

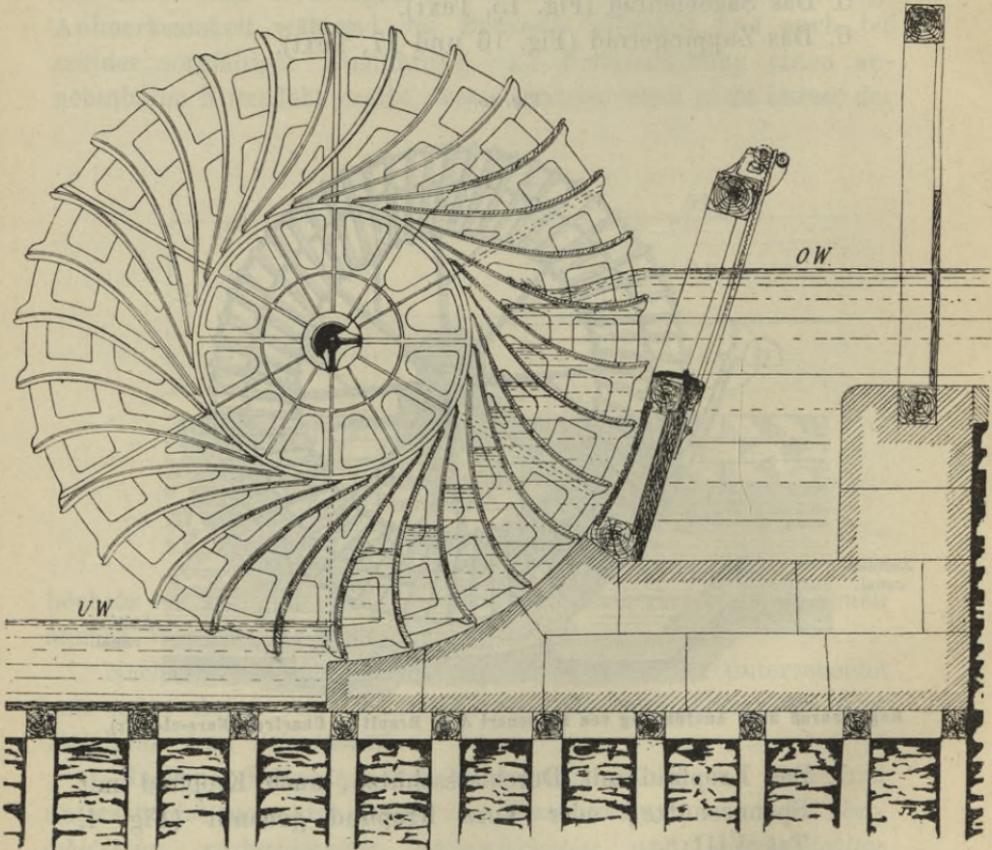
7. Das Kropfrad mit Durchlassschütze, auch Kropfrad mit Spannschütze, oder kurz Kropfrad genannt (Fig. 4, Taf. VIII).
8. Das Ponceletrad (Fig. 3, Taf. IX).
9. Das unterschlächtige Wasserrad (Fig. 2, Taf. IX).

Das überschlächtige Wasserrad und das rückschlächtige Wasserrad sind *Zellenräder* oder *Kübelräder*; die übrigen 7 Arten von Wasserrädern der vorstehenden Reihe sind *Schaufelräder*.

Die Art der *überschlächtigen* Wasserräder ist durch das kurzweg sogenannte überschlächtige Wasserrad (Fig. 2, Taf. V) mit

dem Wassereinflaß am Scheitel des Rades wie in Fig. 8, Taf. VI, gezeichnet, oder wenig seitwärts hiervon, wie in Fig. 14, Text, und Fig. 7, Taf. VI, repräsentirt, ebenso die Art der *rückschlächtigen* Wasserräder durch das rückschlächtige Zellenrad mit Coulißeneinlauf (Fig. 9, Taf. VI) kurz rückschlächtiges Wasserrad genannt.

Fig. 16.



Zuppingerad nach Skizze der Werkstätte von Escher, Wyss & Co. in Ravensburg  
(Fig. 16 und 17)  $\frac{1}{60}$  Ng.

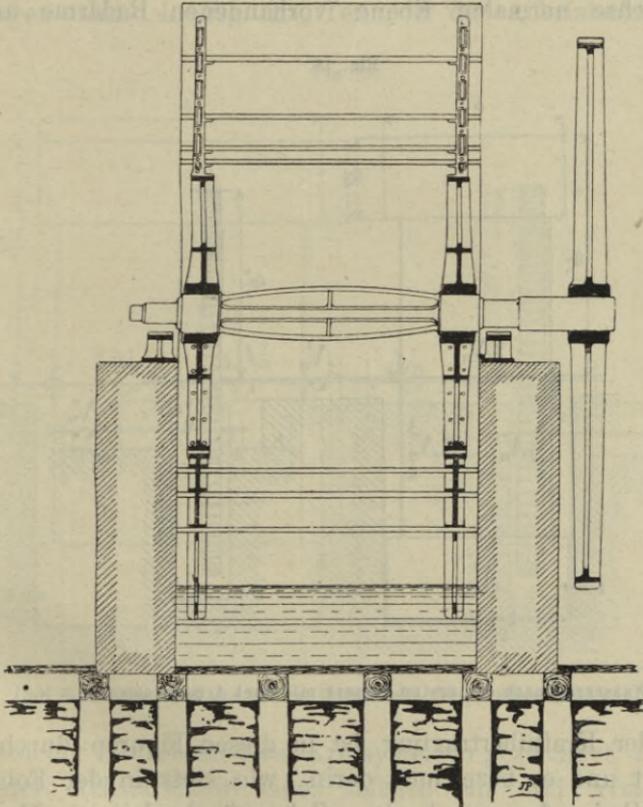
Zu den *mittelschlächtigen* Wasserrädern gehören: Das Schaufelrad mit Coulißeneinlauf, das Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf, das Zuppingerad, das Sagebienenrad und das Kropfrad mit Durchlass- oder Spannschütze.

Zu den *unterschlächtigen* Wasserrädern endlich gehören:

Das kurzweg sogenannte unterschlächtige Wasserrad und das Ponceletrad.

Das Ponceletrad bildet durch die Art der Wirkung des Wassers in demselben den Uebergang von den Wasserrädern zu den Turbinen.

Fig. 17.



Zuppingerrad.

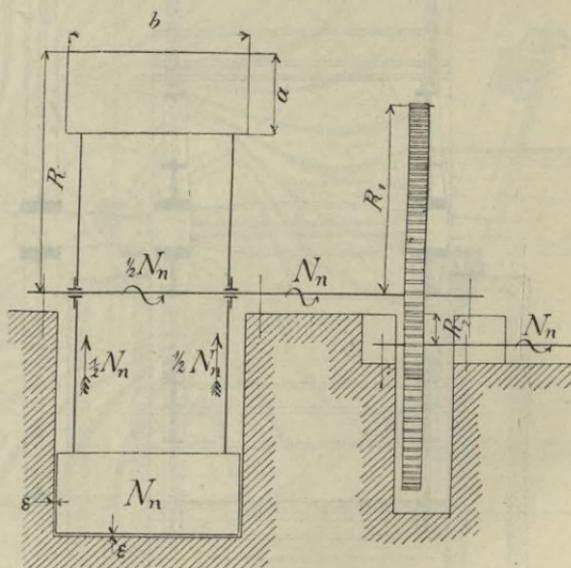
(Fig. 16 und 17)  $\frac{1}{60}$  Ng.

Nach der *Bauart der Wasserräder* in Hinsicht der Kraftübertragung auf die Transmissionswelle unterscheidet man folgende drei Arten von Wasserrädern:

1. Wasserräder mit besonderem auf der Wasserradwelle aufgekeiltem Zahnrad, Fig. 16 und 17, Text und Fig. 2 und 3,

Taf. VIII. Bei denselben wird der ganze Effekt des Rades vom Radumfang durch die Wasserradarme auf die Wasserradwelle übertragen und von dieser durch das Zahnrad und das eingreifende Getriebe auf die Transmissionswelle weiter geleitet. In Fig. 18, Text, ist der Achsialschnitt eines Rades solcher Bauart mit zwei Armsystemen gezeichnet, in Fig. 19, Text, der Achsialschnitt eines solchen mit drei Armsystemen, wobei ein Armsystem die in einer zur Radachse normalen Ebene vorhandenen Radarme umfasst.

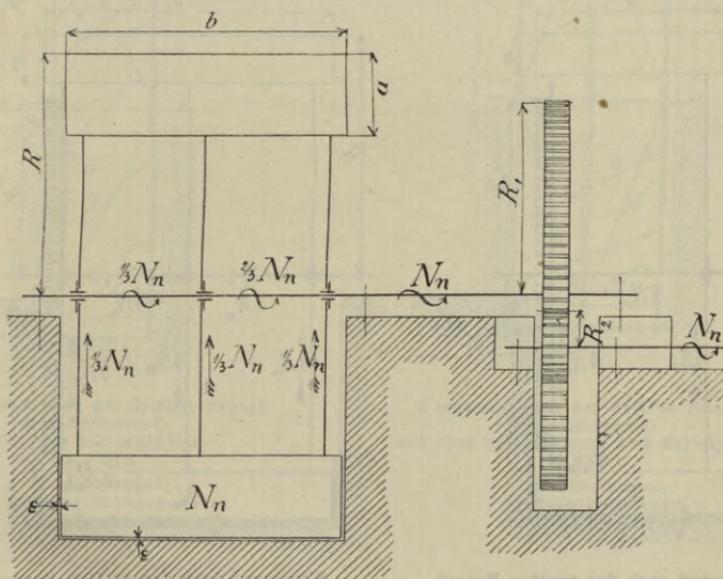
Fig. 18.

Wasserrad nach der ersten Bauart mit zwei Armsystemen ( $1/100 N_n$ .)

Die Art der Kraftübertragung ist in diesen Figuren durch Pfeile angedeutet und es bezeichnet darin, wie stets in der Folge,  $N_n$  den vom Radumfang nach dem Zahnrad abgeleiteten Nutzeffekt in Pferdekraften,  $R$  den äußeren Radhalbmesser, welcher auch in den Figuren auf Taf. IV bis IX cotirt ist,  $R_1$  den Theilkreishalbmesser des Zahnrades auf der Wasserradwelle und  $R_2$  den Theilkreishalbmesser des in  $R_1$  eingreifenden Zahnades auf der Transmissionswelle, endlich  $a$  die Radtiefe, welche auch in den Figuren auf Taf. IV bis IX cotirt ist,  $b$  die Radbreite und  $\epsilon$  den Spielraum zwischen den Schaufeln und der Gerinnwandung.

2. Wasserräder mit einem Zahnkranz, welcher an einem Armsystem des Wasserrades selbst befestigt ist (Fig. 1 und 5, Taf. VII). Bei denselben wird nur ein Theil des Effektes durch die Wasserradarme auf die Wasserradwelle übertragen und durch das den Zahnkranz tragende Armsystem zu diesem geleitet, während ein anderer Theil des Effektes vom Radumfang durch die mit dem Zahnkranz verbundenen Arme selbst direkt zum Zahnkranz übertragen wird. In Fig. 20, Text, ist der Achsialschnitt eines

Fig. 19.

Wasserrad nach der ersten Bauart mit drei Armsystemen ( $\frac{1}{100}$  Ng.)

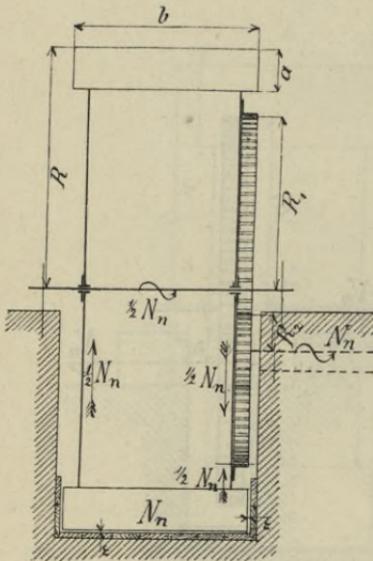
Rades solcher Bauart mit zwei Armsystemen gezeichnet, in Fig. 21, Text, der Achsialschnitt eines solchen mit drei Armsystemen.

Die Art der Kraftübertragung ist wieder durch Pfeile angedeutet und die cotirten Buchstaben haben die vorstehend unter 1. angegebene Bedeutung.

3. Wasserräder mit einem Zahnkranz, welcher an einem Seitengetäfer eines Zellenrades befestigt ist (Fig. 2, Taf. V, und Fig. 9, Taf. VI). Hierbei sind unter Seitengetäfer die Seitenkränze verstanden, welche zur Verbindung der Schaufeln zur Zellenbildung beim überschlächtigen und beim rückschlächtigen

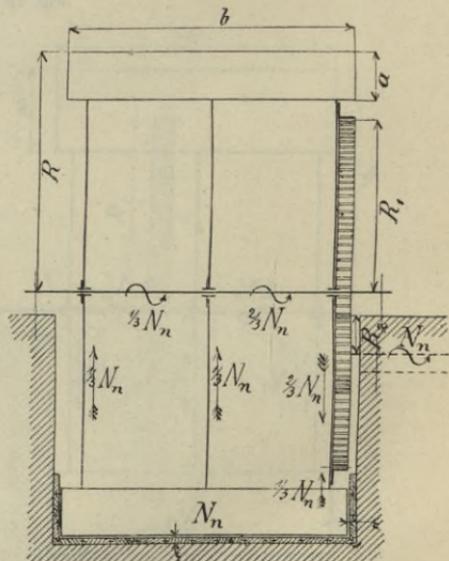
Wasserrad vorhanden sind. Bei Rädern dieser Bauart wird gar kein Theil des Effectes durch die *radialen Arme* auf die Transmission abgeleitet, sondern diese haben im Vereine mit den bei solchen Rädern noch zur Querversteifung vorhandenen *Diagonalstangen* lediglich die Steifigkeit der Construction zu sichern und die Verbindung der Seitengetäfer mit der Radachse herzustellen. Letztere ist sonach nicht auf Torsion, sondern nur durch das Gewicht der

Fig. 20.



Wasserrad nach der zweiten Bauart  
mit zwei Armsystemen.  
( $\frac{1}{100}$  Ng.)

Fig. 21.



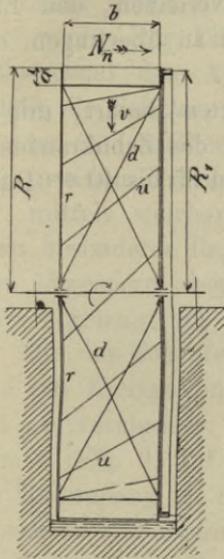
Wasserrad nach der zweiten Bauart  
mit drei Armsystemen.  
( $\frac{1}{100}$  Ng.)

Construction auf Biegung beansprucht und sonach eine sogenannte *reine Achse* und man nennt deshalb ein solches Rad *Suspensionsrad*. In Fig. 22, Text, ist der Achsialschnitt eines Suspensionsrades mit zwei Seitengetäfern, in Fig. 23, Text, ist der Achsialschnitt eines Suspensionsrades mit zwei Seiten- und einem Zwischengetäfer oder Mittelgetäfer gezeichnet.\*)

\*) Nach Redtenbacher gilt bezüglich der Anwendbarkeit des Constructionssystems der Räder der dritten Bauart:.

Das zweite Seitengetäfer und bei breiteren Rädern auch das Zwischengetäfer stehen durch *Umfangsstangen* mit dem ersten

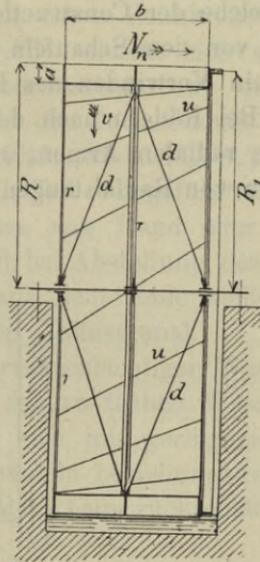
Fig. 22.



Wasserrad nach der dritten Bauart  
(Suspensionsrad)  
mit zwei Seitengetäfer.  
( $\frac{1}{200}$  Ng.)

*r r* Radialstangen.  
*d d* Diagonalstangen.  
*u u* Umfangsstangen.

Fig. 23.



Wasserrad nach der dritten Bauart  
(Suspensionsrad)  
mit zwei Seitengetäfer und Mittelgetäfer.  
( $\frac{1}{200}$  Ng.)

*r r* Radialstangen.  
*d d* Diagonalstangen.  
*u u* Umfangsstangen.

„1. Dass es nur gebraucht werden kann, wenn von dem Bau eines eisernen Rades die Rede ist,

2. Dass mit demselben nur bei Rädern von großen Halbmessern eine beachtenswerte Ersparnis an Material erzielt werden kann.

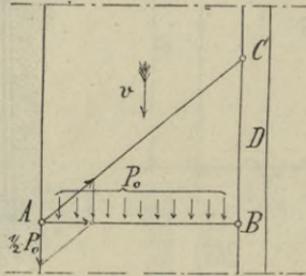
3. Dass für überschlächtige Räder eine Eisenconstruktion nicht von so bedeutendem Vortheil ist, als für Räder mit Gerinne, indem bei jenen der Nachtheil, welcher entsteht, wenn das Rad mit der Zeit sich etwas verzieht und unrund wird, nicht so groß sein kann, als bei diesen, welche für eine gute Wirkung ein sich gleich bleibendes möglichst genaues Anschließen des Radumfangs an das Gerinne erfordern.

Aus diesen Gründen geht hervor, dass das Suspensionsprincip vorzugsweise nur bei größeren rückschlächtigen Rädern, die immer mit einem Gerinne versehen werden sollen, empfohlen werden kann.“ (Redtenbacher, Theorie und Ban der Wasserräder. 2. Aufl. S. 158.)

Seitengetäfer, an welchem der Zahnkranz sich befindet, in Verbindung, so dass durch den Zusammenhang der Radschaufeln und Seitengetäfer mit den Umfangsstangen Systeme von Dreiecken gebildet werden, deren eines in Fig. 24, Text, besonders gezeichnet ist, welche der Construction die Fähigkeit verleihen, den Effect direct von den Schaufeln auf den Zahnkranz zu übertragen, ohne dass ein Verwinden des Rades stattfindet.

Bei Rädern nach der zweiten und dritten Bauart, mit hölzernen radialen Armen, wird zur Centrirung des Zahnkranzes ein System von Radialstangen aus Rundeisen von 35 bis 40 mm Durch-

Fig. 24.



Detail zum Suspensionsrad.

*AB* Radschaufel, *AC* Umfangsstange, *BC* Seitengetäfer,  
*D* Zahnkranz,  $P_0$  Wasserdruck auf die Schaufel.

messer angewendet, welches den Zahnkranz mit der Rosette verbindet.

Die Lage des auf der ersten Transmissionswelle sitzenden, in den Zahnkranz des Wasserrades eingreifenden Getriebes soll des ruhigen Ganges wegen so gewählt werden, dass der Zahndruck in das Lager also nach abwärts gerichtet ist und ferner so, dass die durch die Centrilinie der beiden Radkreise und die Radachse gelegte Ebene durch den Schwerpunkt des in den Schaufelräumen wirkenden Wassers geht oder doch demselben möglichst nahe kommt, damit die Kraftübertragung auf möglichst kurzem Wege erfolge.

Räder nach der ersten Bauart werden nur in besonderen Fällen ausgeführt, wie z. B. beim Sagebienenrad Fig. 1 bis 3, Taf. VIII und beim Ponceletrad Fig. 3, Taf. IX.

**2. Haupttheile der Wasserräder.** Jedes Wasserrad besitzt ein ringförmiges System von *Schaukeln* oder *Zellen* (Fig. 2, Taf. V), in welches das Wasser durch den Einlauf entsprechend geleitet wird, um die Umdrehung des Rades zu bewirken, und von welchem der Effekt durch die Welle oder durch einen Zahnkranz abgeleitet wird. Der Einlauf (Fig. 7, Taf. VI) schließt sich an den Zuflusscanal des Aufschlagwassers (Oberwassergraben) an und enthält die *Schütze*, d. i. ein am Ende des Zuflusscanals angebrachter, in denselben eingepasster, geradlinig, wie in Fig. 8, Taf. VI, oder in einem Kreisbogen, wie in Fig. 7, Taf. VI, geführter Schieber, mittels welchem der Wasserzufluss von Hand oder durch einen besonderen Regulator regulirt und bei Abstellung des Rades ganz abgesperrt werden kann. Das aus dem Rade abfließende Wasser gelangt aus dem Gerinne in den Abflusscanal.

Bei den Schaufelrädern und beim rückschlächtigen Wasserrad wird ein Kreisgerinne angebracht, um den zu frühen Wasseraustritt zu verhindern. Dasselbe schließt sich mit geringem Spielraum  $\epsilon$  (Fig. 9, Taf. VI) an die Radschaukeln beziehungsweise an den Radumfang an und heißt insbesondere beim rückschlächtigen Wasserrad der Radmantel.

Beim oberschlächtigen Wasserrad (Fig. 2, Taf. V) ist die Anbringung eines solchen Radmantels nicht nothwendig, weil die Schaufeln mit Ueberdeckung ausgeführt werden, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. VI, zu ersehen. Es ist hierin  $e$  die Schaufeltheilung und  $\frac{1}{4}e$  die Ueberdeckung. In Folge der Ueberdeckung der Schaufeln erfolgt der Ausguss des Wassers aus den Zellen erst so tief unten, dass der hierdurch entstehende Effektsverlust (Effektsverlust im Ausgussbogen) nicht so bedeutend ausfällt, dass deshalb die Anwendung eines Radmantels gerechtfertigt wäre.

**3. Schaufelconstruction.** Das *oberschlächtige* und das *rückschlächtige Wasserrad* unterscheiden sich im Radkörper wesentlich nur durch die Schaufelconstruction, welche beim oberschlächtigen Wasserrad die sogenannte Ueberdeckung der Schaufeln gleich ein Viertel der Schaufeltheilung aufweist, beim rückschlächtigen Rade hingegen nicht, und ferner dadurch, dass beim rückschlächtigen Rad die sogenannten Ventilationsspalten vorhanden sind, welche den Luftaustritt nach dem Inneren des Rades gestatten, wenn die Zellen am Einlauf vorübergehen und der Wassereintritt in die-

selben erfolgt, wogegen der Luftaustritt beim ober-schlächtigen Rade am äußeren Radumfang erfolgen muss. Aus letzterem Grunde darf auch bei dem ober-schlächtigen Wasserrade die normale Weite der Zellen außen, nämlich die sogenannte Schluckweite, *s* Fig. 1 bis 4, Taf. VI, nicht zu klein ausfallen.

Der Unterwasserspiegel wird beim ober-schlächtigen Rad so tief gelegt, dass die Schaufeln denselben beim höchsten Stauwasser höchstens noch in ihrer tiefsten Lage berühren, nicht aber in denselben eintauchen (Fig. 2, Taf. V).

In Fig. 1, Taf. VI, ist die Construction mit geraden Schaufeln für größere *ober-schläch-tige Wasserräder* mit hölzernen Schaufeln dargestellt.

Fig. 4, Taf. VI, zeigt die Construction mit schwach gekrümmten äußeren Schaufeln, welche für kleinere ober-schläch-tige Wasserräder mit hölzernen Schaufeln angewendet wird, um die Schluckweite *s* nicht zu klein zu erhalten.

Werden die Schaufeln aus Eisenblech hergestellt, so werden selbe beim ober-schlächtigen Wasserrad gekrümmt, wie in Fig. 2 und 3, Taf. VI, gezeichnet.

Die Fig. 11 bis 15, Taf. VI, zeigen die Schaufelconstruction für das *rückschläch-tige Wasserrad*, wobei, da hier eine Ueberdeckung aus später (Seite 58) angegebenem Grunde nicht angewendet wird, die äußere Schaufel den Radumfang in der Verlängerung des radialen Theiles der vorhergehenden Schaufel schneidet. Es gilt wieder Fig. 11 und 12, Taf. VI, für gerade hölzerne Schaufeln größerer Räder, Fig. 15, Taf. VI, für kleinere rückschläch-tige Räder mit schwach gekrümmter äußerer Schaufel, um eine größere Schluckweite *s* zu erzielen und Fig. 13 und 14, Taf. VI, für Schaufeln aus Eisenblech.

Gewöhnlich wird der Unterwasserspiegel beim rückschläch-tigen Wasserrad so tief gelegt, dass die äußeren Schaufeln denselben in der tiefsten Lage eben noch berühren, wie in Fig. 9, Taf. VI, gezeichnet. Nur selten tauchen die Schaufeln bis zur halben Rad-tiefe in das Unterwasser.

Für die *Schau-felräder* (mit Ausnahme des Sagebienrades, des Zuppigerrades und des Ponceletrades) gilt die in Fig. 2, Taf. VII, dargestellte Schaufelconstruction bei Anwendung von hölzernen

Schaukeln und die Construction nach Fig. 3, Taf. VII, bei Anwendung von Schaukeln aus Eisenblech.

Die hölzernen Schaukeln werden gewöhnlich außen auf  $\frac{1}{4}$  oder  $\frac{1}{3}$  der Radtiefe  $a$  geknickt derart, dass selbe im letzten Viertel vertical aus dem Unterwasserspiegel austreten, um nicht zu großen Effektsverlust durch das Aufwerfen des Wassers zu erhalten, oder sie sind gerade und so schief gestellt, dass sie im letzten Viertel vertical aus dem Unterwasserspiegel austreten, letzteres insbesondere beim unterschlächtigen Wasserrad, wie in Fig. 2, Taf. IX, gezeichnet.

Der Unterwasserspiegel wird hierbei so hoch gelegt, dass die Schaukeln in ihrer tiefsten Lage beim höchsten Stand des Unterwassers bis zur halben Radtiefe  $a$  in das Unterwasser tauchen. Erhält der Abflusscanal ein solches Gefälle, dass das Wasser in demselben mit der Geschwindigkeit gleich der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Rades abfließt, so kann sich die Canalsohle gleich an das Kreisgerinne anschließen, wie in Fig. 5, Taf. VIII, gezeichnet, andernfalls ist ein Abfall der Canalsohle nothwendig, wie in Fig. 1, Taf. IX, gezeichnet.

In Fig. 2, Taf. VII, ist die Schaufelconstruction für hölzerne außen auf  $\frac{1}{4}$  der Radtiefe  $a$  geknickte Schaukeln dargestellt. Hierbei ist  $OQ = R$  der äußere Radhalbmesser,  $QM = a$  die Radtiefe und der Unterwasserspiegel geht durch den Punkt  $N$  in der halben Radtiefe, so dass also  $MN = NQ = \frac{1}{2} a$  ist. Es ist ferner  $QP = NP = \frac{1}{4} a$  und durch  $P$  ein Kreis vom Halbmesser  $OP$  gezeichnet, welcher den Unterwasserspiegel in  $S$  schneidet. Durch den Punkt  $S$  wird nun das äußere Schaufelstück  $ST$  vertical gezogen und an dessen Verlängerung  $SK$  tangirend der Hilfskreis  $OK$  für die Verzeichnung desselben Stückes bei den übrigen Schaukeln. Das innere Schaufelstück  $SU$  wird radial gezogen.

In Fig. 3, Taf. VII, ist die Schaufelconstruction für Blechschaufeln gezeichnet. Die Schaukeln sind nach einem Kreisbogen gekrümmt, dessen Krümmungshalbmesser  $\rho$  so bestimmt ist, dass die Schaufel im äußern Viertel von  $a$  eine Evolvente an den Kreis vom Halbmesser  $ON$ , welcher den Unterwasserspiegel berührt, bildet, und sonach in jedem Punkte des äußeren Viertels der Schaufel die Tangente an die Schaufelcurve vertical auf den

Wasserspiegel steht, um das Aufwerfen des Wassers durch die aus demselben emporgehende Schaufel thunlichst zu vermeiden.

Die Schaufelconstruction des *Sagebienrades* ist in Fig. 15, Text, und Fig. 1 und 3, Taf. VIII, und jene des *Zuppigerrades* in Fig. 16 und 17, Text, zu ersehen.

Das Sagebienrad hat ebene oder entsprechend gekrümmte Schaufeln, welche so gestellt sind, dass das vom Einlauf mit geringer absoluter Geschwindigkeit eintretende Wasser relativ in der Richtung der Schaufeln also ohne Stoß in das Rad eintritt.

Das Zuppigerrad hat so gekrümmte Schaufeln, dass das vom Ueberfalleinlauf mit ziemlich bedeutender absoluter Geschwindigkeit eintretende Wasser relativ in der Richtung der Schaufeln, also ohne Stoß in das Rad eintritt.

Die Schaufeln tauchen bis zu  $\frac{1}{3}$  der Radtiefe  $a$  in das Unterwasser und sind gegen die Achse zu so weit aufwärts geführt, dass sie mit der Innenkante über der Höhe des Oberwasserspiegels stehen, wenn die Außenkante den Wasserspiegel im Einlauf berührt.

Es ergibt sich sonach für die Schaufelconstruction dieser beiden Räder dieselbe Regel wie beim überschlächtigen Wasserrad, nämlich dass die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  des Wassers die Resultirende sein muss von der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Rades und der relativen Eintrittsgeschwindigkeit  $w$ , mit welcher das Wasser der Schaufel entlang eintritt.

Die Schaufeln des *Ponceletrades* werden nach einem Kreisbogen vom Krümmungshalbmesser  $\rho$  gekrümmt und so construirt, dass das Wasser ohne Stoß den Schaufeln entlang im Rade ansteigt und sodann den Schaufeln entlang herabfließt, um das Rad zu verlassen, also rein durch seine lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie,  $M \cdot \frac{c^2}{2}$ ) wirkt. Es muss demnach, wie in Fig. 3, Taf. IX, gezeichnet, die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad  $c$  die Resultirende sein von  $v$  und  $w$ , wobei  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und  $w$  die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser der Schaufel entlang fließt, bezeichnet.

Für die Construction kann man passend nehmen  $\alpha = 15^\circ$

und  $\beta = 32^\circ$  und den Krümmungshalbmesser nach *Grashof*  $q = 0,5 H$ , wobei  $H$  das Gefälle beim Wasserrad bezeichnet.

Es ergibt sich hiermit aus dem Geschwindigkeitsparallelogramm das Geschwindigkeitsverhältnis

$$\frac{v}{c} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = \frac{\sin 17^\circ}{\sin 32^\circ} = 0,55 \quad \dots \quad (32)$$

und somit die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$$v = 0,55 \cdot c \quad \dots \quad (33)$$

Man macht nun im mittleren Eintrittspunkte  $S$  die Gerade  $\overline{Sv} = v$  tangirend an den Radkreis  $\overline{Sc} = c$  unter dem Winkel  $\alpha$  gegen  $\overline{Sv}$  geneigt, zieht die Gerade  $\overline{vc}$  und parallel dazu die Gerade  $\overline{Sw}$ , welche durch Schluss des Parallelogramms in der Strecke  $\overline{Sw}$  die Richtung und Größe der relativen Geschwindigkeit des Wassers der Schaufel entlang ergibt.  $\overline{Sw}$  ist daher die Tangente an die Schaufelcurve im Punkte  $S$ , und wenn  $v$  nach Gl. (33) genommen wurde, so ergibt sich bei richtiger Construction der Winkel  $vSw = \beta = 32^\circ$  und umgekehrt. Nun wird  $\overline{SK} = q$  senkrecht auf  $\overline{Sw}$  und durch  $K$  der Mittelpunktskreis vom Halbmesser  $\overline{OK}$  für die Schaufelcurven gezeichnet.

**4. Einlaufconstruction.** Die Einlaufconstruction des *ober-schlächtigen Wasserrades* ist dadurch bestimmt, dass das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit  $w$  Fig. 7 und 8, Taf. VI, in der Richtung der äußeren Radschaufel in das Rad einfließen muss, um nicht gegen diese zu stoßen, und dass sonach die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers  $c$  die Resultirende sein muss von  $v$  und  $w$ , wobei  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und  $w$  die relative Geschwindigkeit des Wassers der Schaufel entlang bezeichnet. Trifft also der mittlere Wasserstrahl mit der absoluten Geschwindigkeit  $c$  den Radumfang im Punkte  $B$ , so hat man, um ihre Richtung festzustellen, das Geschwindigkeitsparallelogramm zu zeichnen. Man macht deshalb  $\overline{Bv} = v$  im Punkte  $B$  tangirend an den äußeren Radkreis; zieht die Gerade  $\overline{vc} \parallel \overline{Bw}$  also parallel mit der in die Richtung der äußeren Radschaufel gelegten relativen Geschwindigkeit  $w$ ; fasst hierauf das Maß der Geschwindigkeit  $c$  in den Zirkel, setzt in  $B$  ein und schneidet die  $\overline{vc}$  in  $c$ , wonach also die Gerade  $\overline{Bc} = c$  die Richtung der ab-

soluten Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  ergibt, die Gerade  $\overline{cw} \parallel \overline{Bv}$  schließt endlich das Geschwindigkeitsparallelogramm und ergibt in der Strecke  $\overline{Bw} = w$  die Größe der relativen Geschwindigkeit  $w$ . Man erhält hiermit graphisch die Größe des Winkels  $\varphi$ , unter welchem der mittlere Wasserstrahl im Punkte  $B$  gegen die Horizontale geneigt den Radumfang treffen muss, also den Winkel der Tangente an die Einlaufparabel im Punkte  $B$ , Fig. 6, Taf. VI, gegen die Abszissenachse  $BD$ .

Es ergeben sich nun für den Parabelscheitel  $A$  die Coordinaten  $x = BD$  und  $y = AD$ \*)

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{c^2}{2g} \cdot \sin 2\varphi \\ y &= \frac{c^2}{2g} \cdot \sin^2 \varphi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (34)$$

diese Werte sind in Fig. 5, Taf. VI, graphisch bestimmt. Es ist

hierin  $OM = OQ = ON = \frac{c^2}{2g}$ ;  $\sphericalangle MOQ = \sphericalangle QON = \varphi$ ;

$\sphericalangle MON = 2\varphi$ ;  $OT = QS = OQ \cdot \sin \varphi$ ; somit  $NP = \frac{c^2}{2g} \cdot \sin 2\varphi$

und  $UT = OT \cdot \sin \varphi = O \cdot Q \cdot \sin^2 \varphi = \frac{c^2}{2g} \cdot \sin^2 \varphi$ , also

$$\begin{aligned} NP &= x \\ TU &= y \end{aligned}$$

Für die Bestimmung von  $x$  und  $y$  durch Rechnung erhält man aus Fig. 7, Taf. VI,

$$\varphi = \alpha + \delta \dots \dots \dots (34a)$$

und

$$\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} = \frac{v}{c} \dots \dots \dots (34b)$$

Sind sohin die Werte  $x$  und  $y$  bestimmt, so wird die sich hierfür ergebende Parabel in bekannter Weise construirt, wie in Fig. 6, Taf. VI, gezeichnet, indem  $AD \perp BD$ ;  $BD = x$ ;  $AD = y$ ;  $AC \parallel BD$ ;  $BC \parallel AD$ ;  $AC$  und  $BC$  je in die gleiche Anzahl (hier in 4) gleicher Theile getheilt und die Durchschnittspunkte

\*) Nach Weisbach, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, 4. Aufl., 2. Th., S. 421.

der Strahlen vom Scheitel  $A$  mit den Parallelen zu  $BC$  verbunden werden. \*)

Eine Aequidistante zu dieser Parabel schließt aus constructiven Rücksichten beim Eintritt des Wassers im Radscheitel ihrer ganzen Länge nach an den Zuflusscanal, wie in Fig. 8, Taf. VI, gezeichnet, bei dem Einlauf in Fig. 7, Taf. VI, jedoch nur unmittelbar am Ende desselben.

Wird nun die Schütze in der Höhe  $z$  über dem Einlaufspunkt  $B$  angebracht, wie in Fig. 14, Text (Seite 40), gezeichnet, so ergibt sich die erforderliche Druckhöhe über der Ausflussöffnung der Schütze

$$h_0 = 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g} - z \quad \dots \dots \dots (35)$$

und das Wasser fließt mit der mittleren Geschwindigkeit

$$c_0 = 0,97 \cdot \sqrt{2gh_0} \quad \dots \dots \dots (36)$$

durch die Ausflussöffnung.

Bezeichnet ferner, wie in Fig. 3, Taf. V, cotirt,

$b_0$  die Breite des Einlaufes, also die Breite der Schützenöffnung, in Meter,

$a_0$  die Höhe der Schützenöffnung, also die Dicke des Wasserstrahles in Meter, auch in Fig. 7 und 8, Taf. VI, cotirt,

$Q$  die abfließende Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde, so ergibt sich

$$Q = a_0 \cdot b_0 \cdot c_0 \quad \dots \dots \dots (37)$$

und hieraus die Strahldicke

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 \cdot c_0} \quad \dots \dots \dots (38)$$

der Oberwasserspiegel liegt nun, wie in Fig. 7, Taf. VI, cotirt, um die Höhe

$$h = h_0 + z = 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g} \quad \dots \dots \dots (39)$$

---

\*) Zur Controle für die Richtigkeit der graphischen Rechnung ziehe man in Fig. 3, Taf. VI,  $\overline{BE}$  in der Richtung der Geschwindigkeit  $c$ , mache also  $\sphericalangle DBE = \varphi$ , so muss sich nach dem Subtangenten-Satze ergeben

$$AE = AD$$

weil nur in diesem Falle die  $BE$  im Punkte  $B$  eine Tangente an die Parabel ist, die Richtung der Geschwindigkeit  $c$  aber mit der Tangente im Punkte  $B$  zusammenfallen muss.

über dem Punkte  $B$ , in welchem der Wasserstrahl den Radumfang trifft.

Hiernach ergibt sich, wie in Fig. 2, Taf. V, ersichtlich, folgender Zusammenhang zwischen dem Radhalbmesser  $R$  und dem Gefälle

$$H = R + R \cdot \cos \delta + h = R \cdot (1 + \cos \delta) + 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g}$$

woraus

$$R = \frac{H - 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g}}{1 + \cos \delta} \dots \dots \dots (40)$$

Die Breite  $b_0$  des Einlaufes wird gewöhnlich etwas kleiner gemacht als die Breite  $b$  des Wasserrades und zwar

$$b_0 = b - 0,1 \text{ m} \dots \dots \dots (41)$$

wobei  $b_0$  und  $b$  in Meter ausgedrückt sind.

Um den Wassereintritt in das Rad nicht zu behindern, soll die Schluckweite  $s$  (Fig. 1 bis 4, Taf. VI) ungefähr doppelt so groß sein, als die Dicke des eintretenden Wasserstrahles.

Man erkennt nach vorstehendem, dass die Wirkung des Wassers nur zum geringen Theil durch Stoß gegen den radialen Theil der Schaufel, den sogenannten Zellenboden, der Hauptsache nach jedoch durch das Gewicht des in den Zellen enthaltenen und mit diesem sich nach abwärts bewegenden Wassers erfolgt, bis sich letztere im Ausgussbogen entleeren.

Das *rückschlächtige Wasserrad*, Fig. 9, Taf. VI, erhält zur Leitung des Wassers in die Zellen des Rades einen Coulisseneinlauf, bestehend aus zwei Seitenschilden, an deren vorstehende entsprechend gebogen geformte Rippen die aus Eisenblech hergestellten Coulissenschaukeln eingeschraubt sind. Ein Schützenbrett, welches mit eisernen Armierungsschienen an den Seitenschilden geführt ist, dient zur Regulirung des Wasserzuflusses. Dasselbe ist bei mittlerer Wassermenge so eingestellt, dass der unterste Coulissencanal geschlossen ist, wie in Fig. 9, Taf. VI, gezeichnet. Bei größerer Wassermenge wird das Schützenbrett durch die Schützenzugvorrichtung nach abwärts bewegt, bei geringerem Wasserzufluss hingegen nach aufwärts, um den Oberwasserspiegel in bestimmter Höhe zu erhalten.

Die Construction der Coulissenschaukeln ist dadurch bestimmt, dass das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit  $w$ , Fig. 10,

Taf. VI, in der Richtung der äußeren Radschaufel in das Rad einfließen muss, um nicht gegen diese zu stoßen und dass sonach wieder die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers  $c$  die Resultirende sein muss von  $v$  und  $w$ , wobei  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades und  $w$  die relative Geschwindigkeit des Wassers der Schaufel entlang bezeichnet.

Die Construction wird für die oberste Coulissenschaufel durchgeführt, für welche der im Radmantel liegende Endpunkt  $b_1$  in der Tiefe  $h_1 = 0,3$  m unter den Oberwasserspiegel angebracht wird. (Spielraum  $\varepsilon$  zwischen dem Radumfang und dem Radmantel.)

Der Eintritt des Wassers in das Rad erfolgt in  $B$ , in welchem die äußere Schaufel den Radumfang schneidet. Man macht nun  $\overline{Bv} = v$  tangirend an den äußeren Radumfang,  $\overline{vc} \parallel \overline{Bw}$ , also parallel mit der Richtung der äußeren Radschaufel, fasst das Maß der Geschwindigkeit  $c = \sqrt{2g \cdot h_1} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,3} = 2,43$  m in den Zirkel, setzt in  $B$  ein und schneidet die  $\overline{vc}$  in dem Punkte  $c$ , wonach also die Gerade  $\overline{Bc} = c$  die Richtung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  ergibt. Die Gerade  $\overline{cw} \parallel \overline{Bv}$  schließt endlich das Geschwindigkeitsparallelogramm und ergibt in der Strecke  $\overline{Bw} = w$  die Größe der relativen Geschwindigkeit  $w$ . Die durch  $b_1$  gehende Verlängerung der Geraden  $\overline{Bc}$  muss nun die Tangente an den obersten Coulissenbogen im Punkte  $b_1$  sein. Zieht man nun  $\overline{b_1k} \perp \overline{Bc}$ , so ist diese die Normale im Punkte  $b_1$  und es liegt in derselben der Mittelpunkt des den Coulissenbogen bildenden Kreisbogens, dessen Halbmesser  $\rho = \overline{b_1c_1} = a$  nun aufgetragen wird, um den Mittelpunkt  $c_1$  selbst zu bestimmen, wobei  $a$  die Radtiefe bezeichnet.

Es wird nun der Hilfskreis  $Ok$  tangirend an die Normale  $\overline{b_1k}$  gezogen, an welchen durch die Endpunkte  $b_2$   $b_3$   $b_4$  der folgenden Coulissenbögen Tangenten folgen, die in diesen Punkten die Normalen sind. Die Schnittpunkte dieser Normalen mit einem durch  $c_1$  gehenden Kreise aus dem Mittelpunkt  $O$  des Rades ergeben die Mittelpunkte  $c_2$   $c_3$   $c_4$  für die folgenden Coulissenbögen. Die Coulissentheilung wird  $\overline{b_1b_2} = \overline{b_2b_3} = \overline{b_3b_4} = 0,4 \cdot a$ , wobei wieder  $a$  die Radtiefe bezeichnet, und die Anzahl der

erforderlichen Coulissencanäle nach der pro Secunde zufließenden Wassermenge  $Q$ , welche durch diese Canäle in das Rad geleitet wird.

Bezeichnet

$a_0$  die normale Weite eines Coulissencanals an der Ausmündung, in Meter,

$b_0$  die Breite der Ausflussöffnung der Coulissencanäle nach Gl. (41), in Meter,

so ergibt sich die pro Secunde durch den ersten Coulissencanal fließende Wassermenge  $q_1$ , nach Redtenbacher aus der Gleichung

$$q_1 = 0,75 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2g h_1} \dots \dots \dots (42)$$

jene für den zweiten Coulissencanal

$$q_2 = 0,75 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2g h_2} \dots \dots \dots (43)$$

jene für den dritten Coulissencanal

$$q_3 = 0,75 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2g h_3} \dots \dots \dots (44)$$

und es werden nun soviel Canäle angenommen, dass die Summe ( $q_1 + q_2 + q_3 + \dots$ ) etwas größer wird als  $Q$ , so dass noch ungefähr ein Canal mehr vorhanden ist, als für das Abfließen der mittleren Wassermenge  $Q$  erforderlich ist.

Die Länge des Coulissenbogens wird dadurch bestimmt, dass man die Gleitfläche für die Schütze in der Höhe des obersten und des untersten Coulissenbogens vom äußeren Radumfang gleichweit und zwar  $0,3^m$  entfernt annimmt.

Die Breite  $b_0$  wird wieder nach Gl. (41) bestimmt.

Würden die Schaufeln des rückschlächtigen Wasserrades mit Ueberdeckung ausgeführt, so würde der Winkel  $\beta$  und hiermit auch der Winkel  $\alpha$  sehr spitz und  $a_0$  sehr klein ausfallen, und hierin liegt der Grund, dass die Schaufeln des rückschlächtigen Wasserrades ohne Ueberdeckung ausgeführt werden müssen.

Die Wirkung des Wassers erfolgt auch hier nur zum geringeren Theile durch den Stoß des Wassers gegen den Radboden, der Hauptsache nach aber durch das Gewicht des in den Zellen vorhandenen Wassers.

Für das *Schaufelrad mit Coulisseneinlauf*, Fig. 1 und 4, Taf. VII, legt man wieder den Endpunkt  $b_1$  des obersten Coulissenbogens in der Tiefe  $h_1 = 0,3^m$  unter dem Oberwasserspiegel im Kreisgerinne an, welches vom äußeren Radumfang um den Spielraum  $\varepsilon$  entfernt ist, verbindet  $b_1$  mit dem Radmittelpunkt  $O$  und nimmt die Normale  $\overline{b_1 k}$  im Punkte  $b_1$  unter einem Winkel  $\varphi = 32$  bis  $38^\circ$

(im Mittel  $\varphi = 36^\circ$ ) geneigt gegen die  $\overline{b_1 O}$  an. Es wird nun auf diese Normale der Krümmungshalbmesser  $\varrho = \overline{b_1 c_1} = 0,8 a$  bis  $a$  aufgetragen, um den Mittelpunkt  $c_1$  zu bestimmen, wobei wieder  $a$  die Radtiefe bezeichnet. Weil nun aber der Coulißeneinlauf beim Schaufelrad insbesondere dann sehr vortheilhaft ist, wenn der Wasserstand im Zuflusscanal sehr veränderlich ist, ordnet man die Coulißencanäle so an, dass die Höhe  $h_1 = 0,3^m$  für den mittleren Wasserstand im Zuflusscanal gilt, gibt nöthigenfalls für den höchsten Wasserstand oben noch einen Coulißencanal zu, und stellt die einzelnen Coulißenschaukeln (Leitschaukeln) unter gleichem Winkel gegen den Radumfang, was dadurch erreicht wird, dass man durch den Mittelpunkt  $c_1$  der Schaufelcurve einen zum Radmittelpunkt  $O$  concentrischen Kreis vom Halbmesser  $Oc_1$  zieht und die Mittelpunkte  $c_2 c_3 c_4$  der folgenden Schaufelcurven vom gleichen Krümmungshalbmesser  $\varrho$  in die Schnittpunkte dieses Kreises mit den aufeinanderfolgenden, durch  $b_2 b_3 b_4$  gehenden Tangenten an den Hilfskreis  $Ok$  verlegt. Die Coulißentheilung wird nach *Redtenbacher*  $\overline{b_1 b_2} = \overline{b_2 b_3} = \overline{b_3 b_4} = \frac{1}{3}a$ , oder nach *Weisbach* constant etwa  $80 \text{ mm} = 0,08^m$  angenommen.

Die Anzahl der erforderlichen Coulißencanäle wird wieder nach der pro Secunde zufließenden Wassermenge  $Q$  bestimmt, welche durch diese Canäle in das Rad geleitet wird.

Bezeichnet wieder

$a_0$  die normale Weite eines Coulißencanals an der Ausmündung, in Meter,

$b_0$  die Breite der Ausflussöffnung der Coulißencanäle nach Gl. (41), in Meter,

so ergibt sich die pro Secunde durch den ersten Coulißencanal fließende Wassermenge  $q_1$  nach *Grashof* aus der Gleichung

$$q_1 = 0,6 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2g h_1} \quad \dots \quad (45)$$

jene für den zweiten Coulißencanal

$$q_2 = 0,6 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2g h_2} \quad \dots \quad (46)$$

jene für den dritten Coulißencanal

$$q_3 = 0,6 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2g h_3} \quad \dots \quad (47)$$

und es werden nun soviel Canäle angenommen, dass die Summe ( $q_1 + q_2 + q_3 + \dots$ ) etwas größer wird als  $Q$ , so dass noch ungefähr ein Canal mehr vorhanden ist, als für das Abfließen der mittleren Wassermenge  $Q$  erforderlich ist.

Die Länge des Coulissenbogens wird wieder dadurch bestimmt, dass man die Gleitfläche für die Schütze in der Höhe des obersten und des untersten Coulissenbogens vom äußeren Radumfang gleich weit und zwar  $0,3 \text{ m}$  entfernt annimmt.

Die Wirkung des Wassers erfolgt zum Theil durch Stoß gegen die Radschaufeln, zum Theil durch das Gewicht des auf die Schaufeln drückenden Wassers in den Schaufelräumen.

Bei dem *Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf*, Fig. 5, Taf. VII, wird das aus Eisenblech oder Gusseisen hergestellte Armirungsstück der Ueberfallschütze nach einer Parabel gebildet, deren Scheitel  $A$  (Fig. 6, Taf. VII) die Coordinaten  $BD = x$ ;  $AD = y$  erhält, welche durch die Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} x &= 2 \sqrt{h_0 \cdot (h_1 - h_0)} \\ y &= h_1 - h_0 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (48)$$

bestimmt sind, wobei mit  $\frac{2}{3} \mu = 0,44$

$$h_c = \left( \frac{Q}{\frac{2}{3} \mu \cdot b_0 \sqrt{2g}} \right)^{\frac{2}{3}} \dots \dots \dots (49)$$

und entsprechend der Umfangsgeschwindigkeit des Rades

$$v = 1,5 \text{ m}$$

die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers im Punkte  $B$

$$c = 3 \text{ m}$$

und demnach die Tiefe des Punktes  $B$  unter dem Oberwasserspiegel

$$h_1 = \frac{c^2}{2g} = 0,46 \text{ m} \dots \dots \dots (50)$$

betragen. Die Parabelconstruction wird wieder wie in Fig. 6, Taf. VI, ausgeführt.

Die gleiche Einlaufconstruction zeigt das mit Ueberfalleinlauf ausgeführte *Sagebienrad*, Fig. 1 und 2, Taf. VIII.

Die Wirkung des Wassers erfolgt sonach zum Theil durch Stoß, zum Theil durch Druck auf die Schaufeln.

Das *Kopfrad* erhält im Einlauf wie das oberflächliche Wasserrad eine Durchlassschütze (Spannschütze, Stauschütze) und der Einlauf wird nach einer Parabel gebildet, welche sich an das Kreisgerinne anschließt, wie in Fig. 4 und 5, Taf. VIII, und in Fig. 1, Taf. IX, gezeichnet.

Bezeichnet man mit  $c$  die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad im Punkte  $B$ , in welchem die Einlaufparabel an

das Kreisgerinne sich anschließt und mit  $h$  die Tiefe des Punktes  $B$  unter dem Oberwasserspiegel, wie in Fig. 5, Taf. VIII und Fig. 1, Taf. IX, cotirt, ferner mit  $v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ist für die günstigste Wirkung des Wassers

$$c = 2v \quad \dots \dots \dots (51)$$

und es gelten ferner die Gleichungen (35 bis (39 und (41 mit den zugehörigen Bezeichnungen.

Die Coordinaten des Scheitels  $A$  der Einlaufsparabel sind wieder durch die Gleichung (34 bestimmt, wobei  $\varphi$  den in Fig. 5, Taf. VIII und Fig. 1, Taf. IX, cotirten Winkel der Parabeltangente in  $B$  mit der Horizontalen bezeichnet. Es gilt also auch hier wieder die graphische Bestimmung von  $x$  und  $y$  nach Fig. 5, Taf. VI, und die Parabelconstruction nach Fig. 6, Taf. VI.

Für  $c = 3$  m pro Secunde wird

$$\frac{c^2}{2g} = 0,46 \text{ m} \quad \dots \dots \dots (52)$$

und somit

$$h = 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g} = 0,506 \text{ m} \sim 0,5 \text{ m} \quad \dots \dots \dots (53)$$

Für  $c = 4$  m pro Secunde wird

$$\frac{c^2}{2g} = 0,815 \text{ m} \quad \dots \dots \dots (54)$$

und somit

$$h = 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g} = 0,896 \sim 0,9 \text{ m} \quad \dots \dots \dots (55)$$

Die über den Parabelscheitel gestellte Schütze erhält eine Neigung von etwa  $60^\circ$  gegen den Horizont.

Schließt sich die Einlaufsparabel im Punkte  $B$  so an das Kreisgerinne, dass Kreis und Parabel im Punkte  $B$  eine gemeinschaftliche Tangente  $BE$  aufweisen, wie in Fig. 5, Taf. VIII, so nennt man das Gerinne ein ungebrochenes Kropfgerinne; schließen jedoch die beiden Tangenten im Punkte  $B$  einen Winkel  $\delta > 0$  ein, wie in Fig. 1, Taf. IX., gezeichnet, so nennt man das Gerinne ein gebrochenes Kropfgerinne.

Ersteres wird ausgeführt, wenn sich  $\sphericalangle BOC \leq 45^\circ$  ergibt, letzteres wenn  $\sphericalangle BOC > 45^\circ$  ausfällt und nimmt man in ersterem Falle (Fig. 5, Taf. VIII)

$$\varphi = \sphericalangle BOC \quad \dots \dots \dots (56)$$

in letzterem Falle (Fig. 1, Taf. IX)

$$\varphi = 45^\circ \dots \dots \dots (57)$$

Man erhält hiernach die Coordinaten des Parabelscheitels nach Gl. (34

für ein ungebrochenes Gerinne (Fig. 5, Taf. VIII)

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{c^2}{2g} \cdot \sin 2\varphi \\ y &= \frac{c^2}{2g} \cdot \sin^2 \varphi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (58)$$

und für ein gebrochenes Gerinne (Fig. 1, Taf. IX)

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{c^2}{2g} \\ y &= \frac{1}{2} \cdot \frac{c^2}{2g} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (59)$$

Die Wirkung des Wassers erfolgt zum Theil durch Stoß, zum Theil durch Druck.

Das *unterschlüchtige Wasserrad* erhält die ganze Gefällshöhe  $H$  als Geschwindigkeitshöhe, wie aus der Cotirung in Fig. 2, Taf. IX, ersichtlich und das Wasser tritt mit der Geschwindigkeit

$$c = 0,95 \cdot \sqrt{2g H} \dots \dots \dots (60)$$

in das Rad.

Die Schütze, welche möglichst nahe an den Radkreis heran gestellt werden soll, erhält eine Neigung von etwa  $60^\circ$  gegen den Horizont und der Einlaufboden wird durch eine mit der Neigung

$= \frac{1}{20}$  hergestellte schiefe Ebene  $AB$  gebildet, woran sich der zum

Radkreis concentrische bogenförmige Gerinnboden  $BD$  ( $BC = CD$ ) anschließt, welcher mindestens einen Bogen von zwei Schaufeln umfassen soll. Dieser bogenförmige Gerinnboden ist dem geraden Gerinnboden, welcher Schnurgerinne genannt wird, vorzuziehen.

Bezeichnet

$b_0 = b - 0,1 \text{ m}$  die Breite des Einlaufes,

$a_0$  die Strahldicke vor dem Rade,

so erhält man annähernd

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 \cdot c} = \frac{Q}{0,95 \cdot b_0 \sqrt{2g H}} \dots \dots \dots (61)$$

Die Lage des Oberwasserspiegels  $EF$  im Einlauf ist parallel

mit dem Einlaufsboden  $AB$ , der Punkt  $F$  liegt in der Höhe des Unterwasserspiegels und die Radschaufeln tauchen bis zur halben Radtiefe in das Unterwasser.

Die Wirkung des Wassers erfolgt durch Stoß gegen die Schaufeln.

Das *Ponceletrad* erhält ebenfalls die ganze Gefällshöhe  $H$  als Geschwindigkeitshöhe, wie aus der Cotirung in Fig. 3, Taf. IX, ersichtlich und das Wasser tritt mit der Geschwindigkeit

$$c = 0,95 \cdot \sqrt{2gH} \quad \dots \dots \dots (62)$$

in das Rad und zwar in der Richtung des Einlaufbodens  $AB$ .

Letzterer wird wieder mit einer Neigung von  $\frac{1}{20}$  oder unter einem Winkel  $\delta = 3^\circ$  gegen den Horizont hergestellt, und da der Winkel  $\alpha$ , welchen die Richtung der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  mit der Tangente an den Radkreis im mittleren Eintrittspunkt  $S$  einschließt  $\alpha = 15^\circ$  betragen soll, so muss der Eintrittspunkt  $S$  so gewählt werden, dass der Winkel  $SOC = \alpha + \delta = 18^\circ$  beträgt.

An den Einlaufboden schließt sich im Punkte  $B$  wie beim unterschlächtigen Wasserrad der zum Radkreis concentrische bogenförmige Gerinnboden  $BD$  ( $BC = CD$ ), welcher den Winkel  $BOD$  von ungefähr  $30^\circ$  umfasst.

Die Schütze wird wieder möglichst nahe an den Radkreis herangestellt und zwar etwa  $60^\circ$  gegen den Horizont geneigt.

Macht man nun die Einlaufsbreite  $b_0 = b - 0,1 \text{ m}$  so erhält man die Strahldicke  $a_0$  vor dem Rade annähernd

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 \cdot c} \quad \dots \dots \dots (63)$$

Die Lage des Oberwasserspiegels  $EF$  im Einlauf ist wieder parallel mit dem Einlaufsboden  $AB$ ; der Punkt  $F$  liegt ebenfalls wieder in der Höhe des Unterwasserspiegels.

Die Tiefe des Wassers im Abflusscanal unmittelbar hinter dem Rade nehme man nach *Redtenbacher*  $a_1 = 0,6 H$ .

Die Wirkung des Wassers erfolgt beim *Ponceletrad*, wie schon bei der Schaufelconstruction (Seite 52) angegeben, durch die lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie  $\frac{Mc^2}{2}$ ) des Wassers, welches ohne Stoß den Schaufeln entlang relativ in das Rad ge-

leitet wird. Dadurch nun, dass das Wasser im weiteren Verlaufe seiner Wirkung wieder der Schaufel entlang zurück fließt und schließlich über dieselbe Schaufelkante austritt, über welche es in das Rad eingeführt wurde, unterscheidet sich dieses Rad von den später behandelten Turbinen, bei welchen das Wasser mit bestimmter Geschwindigkeit ohne zeitweiligen relativen Stillstand den Schaufeln entlang durch die Schaufelräume, welche dort Canäle genannt werden, hindurchfließt und über die entgegengesetzte Schaufelkante aus dem Rade austritt.

**5. Constructionsdetails.** Die Detailconstruction der *Wasserradwelle* mit den *Rosetten* und den anschließenden *Armen*, *Diagonalstangen* und *Centrirstangen* ist in den Fig. 4 bis 6, Taf. IX, und Fig. 1 bis 16, Taf. X, dargestellt.

Fig. 4 bis 6, Taf. IX. zeigen eine Bessemerstahlwelle mit den Rosetten für ein Wasserrad nach der ersten Bauart, mit Armen aus  $\square$  Eisen und Diagonalstangen aus Rundeisen. Insbesondere zeigt die Fig. 4 die Verbindung der Arme mit der Rosette; Fig. 5 die Ansicht der Rosette und zwar in der oberen Hälfte die Vorderansicht, in der unteren Hälfte die rückwärtige Ansicht; Fig. 6 endlich zeigt die Verbindung der Diagonalstangen mit den Rosetten.

Die aus Gusseisen hergestellte Rosette hat Vorsprünge zwischen je zwei Armen, zwischen welche die Arme eingepasst sind und letztere selbst sind gegen das Rosettenmittel zu abgeschrägt gegeneinander gestoßen.

In Fig. 1, Taf. X, ist eine schmiedeiserne Welle für ein Wasserrad nach der zweiten Bauart mit 3 Armsystemen gezeichnet. Die Fig. 2 bis 4, Taf. X, zeigen die gusseiserne Rosette hierzu und das Detail der daran befestigten gusseisernen Arme. Letztere sind zwischen die Vorsprünge an der Armscheibe der Rosette mittels Passleisten eingepasst und gegen das Rosettenmittel zu abgeschrägt gegeneinander gestoßen. Die Form des Armquerschnittes ist insbesondere in Fig. 4, Taf. X, zu ersehen.

In Fig. 5, Taf. X, ist der ganze Radkörper eines eisernen überschlächtigen Wasserrades in perspectivischem Bilde gezeichnet. Es ist ein Rad nach der zweiten Bauart mit zwei Armsystemen, schmiedeiserner Welle und schmiedeisernen Armen. Diese perspectivische Darstellung ist hier benützt, um die Vorstellung für

das Detail der Rosetten und ihrer Verbindung mit den Armen etc. zu fördern.

Die Fig. 6 bis 8, Taf. X, zeigen eine gusseiserne Achse mit Rosette, Radialstangen und Diagonalstangen für ein Suspensionsrad (Wasserrad nach der dritten Bauart) mit zwei Armsystemen (Achse mit zwei Tragpunkten). Die Achse zeigt die gewöhnliche Ausführung mit sternförmigem Querschnitt nach Fig. 8, Taf. X.

In Fig. 9 bis 11, Taf. X, ist eine gusseiserne Wasseradwelle, ebenfalls mit dem gewöhnlich gebräuchlichen sternförmigen Querschnitt gezeichnet, für ein Wasserrad nach der zweiten Bauart mit drei Armsystemen (Achse mit drei Tragpunkten).

Fig. 12, Taf. X, stellt eine hohle gusseiserne Achse für ein Suspensionsrad mit drei Armsystemen vor (Achse mit drei Tragpunkten).

In Fig. 13 bis 16, Taf. X, ist eine hölzerne Welle eines Wasserrades nach der zweiten Bauart mit drei Armsystemen, mit gusseisernen Zapfen (Ringzapfen) armirt gezeichnet, mit dem Detail der Verbindung der hölzernen radialen Arme, der schmiedeisernen aus Rundeseisen hergestellten Centrirstangen und der gusseisernen Rosette. Insbesondere zeigt Fig. 14, Taf. X, das Detail des Anschlusses der Centrirstangen an die Rosette. In den Armhülsen sind seitliche Ansätze vorhanden, welche in Einschnitte der hölzernen Arme eingreifen, wie in Fig. 16, Taf. X, gestrichelt gezeichnet.

Die Detailconstruction der eisernen *Seitengetäfer* mit den anschließenden *Schaufeln* aus Eisenblech, *Radialstangen*, *Diagonalstangen*, *Umfangsstangen* und des *Zahnkranzes* zeigen die Fig. 1 bis 8, Taf. X. Insbesondere zeigen hiervon Fig. 2 bis 4 die Verbindung der Eisenblechschaufeln mit den Seitengetäfern und dem Mittelgetäfer (Fig. 4); Fig. 5 den Anschluss der Umfangsstangen und Fig. 3 und 4 den Anschluss der Radialstangen und Diagonalstangen an die Seitengetäfer; Fig. 6 und 7 die Verbindung der Segmente, aus welchen die Seitengetäfer bestehen und endlich Fig. 7 das Detail des Anschlusses des Zahnkranzes an das Seitengetäfer und Fig. 7 und 8 die Verbindung der Segmente, aus welchen der Zahnkranz besteht.

Die Fig 9 bis 11, Taf. XI, zeigen das Detail der Verbindung schmiedeiserner Arme (□ Eisen) mit gusseisernen Seitengetäfern.

In Fig. 6, 7 und 9, Taf. X, sind schmiedeeiserne Einlagringe zur Sicherung der Befestigungsschrauben gegen das Abscheren ersichtlich.

Die Fig. 12 und 18, Taf. XI, zeigen Skizzen für die Detailconstruction eiserner Schaufelräder. Die Schaufeln sind aus Eisenblech hergestellt und an die gusseisernen, an die Radkränze angegossenen Schaufelstiele angeschraubt, wie insbesondere in Fig. 12 und 18, Taf. XI, skizzirt.

Die Fig. 13, 17 und 18, Taf. XI, zeigen die Verbindung des Zahnkranzes mit dem Radkranz und den Armen, sowie die Verbindung der Zahnkranzsegmente untereinander und das auf der Transmissionswelle sitzende Getriebe, auf welches die Arbeitskraft vom Zahnkranz übertragen wird. In Fig. 18, Taf. IX, ist angedeutet, wie aus dem Halbmesser des Rades  $R$  und der Radtiefe  $a$  nach Fixirung der Stelle, an welche der Zahnkranz angeschraubt werden soll, der Theilkreishalbmesser  $R_1$  des Zahnkranzes bestimmt wird, wobei die in dieser Figur eingeklammerte Cotenzahl ( $60^{\text{mm}}$ ) vorerst schätzungsweise anzunehmen ist und sich erst nach Festsetzung der Zähnezahlfinitiv ergibt.

Die Fig. 14 bis 16 und 18, Taf. XI, zeigen Schnitte und Ansichten der Armenden beim Radkranze, in welchen insbesondere die Verbindung der Arme mit dem Radkranze zur Anschauung gebracht ist.

Die Fig. 1 bis 3, Taf. XII, zeigen die Verbindungen der hölzernen Schaufeln mit den Seitengetäfern bei Zellenrädern und lassen in den Fig. 2 und 3 insbesondere die Form der Seitengetäfer erkennen.

Die Fig. 4 und 5, Taf. XII, zeigen die Verbindungen der Arme mit dem Radkranz, des letzteren mit dem Zahnkranz und der hölzernen Schaufeln mit den an den Radkranz angegossenen Schaufelstielen.

In Fig. 6 bis 10, Taf. XII, sind die Details der Schaufeln und Radkränze eines hölzernen Schaufelrades dargestellt und zeigen hiervon insbesondere die Fig. 9 und 10, die Kranzbildung aus Felgen, welche voll auf Fug gelegt durch Schrauben verbunden sind. In Fig. 7, Taf. XII, links ist der Radkranz ohne Zahnkranz ersichtlich, rechts dagegen der Radkranz mit dem Zahnkranz, bei welchem die äußeren, dem Zahnkranz zugewendeten Felgen

um die Dicke der Centrirstangen dicker gehalten ist, als die innere Felge, wie auch in Fig. 9, Taf. XII, cotirt. Fig. 8, Taf. XII, zeigt den Zahnkranz und die Centrirstange im Querschnitt senkrecht zur Achse der Centrirstangen (ss Fig 7) und lässt die Art der Verbindung der Centrirstangen mit dem Zahnkranze erkennen.

In Fig. 11 und 12, Taf. XII, ist die Detailconstruction eines Sagebienenrades als Wasserrad nach der ersten Bauart dargestellt, mit hölzernen Schaufeln, Schaufelstielen aus Winkeleisen, Radkränze aus Flacheisenringen und Armen aus  $\square$  Eisen. In Fig. 11 ist überdies die ganze Räderübersetzung durch Einzeichnung der Theilkreise angedeutet, welche erforderlich ist, um für die Fabrik-Transmission die richtige Umdrehungszahl zu erzielen und die direkte Verbindung des Lagers der Wasserradwelle mit dem Lager der Transmissionswelle durch Verschraubung der verlängerten, mit Flantschen versehenen Lagerplatten, welche bei allen Motoren wie hier direkt vermittels gusseiserner Zwischenbalken zu empfehlen ist.

Die Fig. 1 bis 4, Taf. XIII, zeigen die Detailconstruction für den Coulißeneinlauf nach *Hart*, sammt der Schützenzugvorrichtung mit Antrieb durch Schnecke und Schneckenrad.

Die Fig. 5, Taf. VIII, und Fig. 1, Taf. IX, zeigen die Construction aus Holz hergestellter Gerinne, ferner Fig. 1, Taf. VIII, und Fig. 3, Taf. IX, die Construction aus Stein hergestellter Gerinne.

Die Fig. 5 und 6, Taf. XIII, zeigen die wichtigsten Constructionsdetails eines eisernen überschlächtigen Wasserrades in der Zusammenstellung, ausgeführt als Suspensionsrad mit dünnen radialen Armen aus Rundeisen, hingegen die Fig. 1 und 2, Taf. XIV, die Zusammenstellung eines Suspensionsrades mit steifen gusseisernen Armen.

Fig. 7, Taf. XIII, zeigt die Zusammenstellung eines Zuppingerades für mittlere Gefälle mit hölzernem Gerinne. In Fig. 5, Taf. XIV ist der aus Eisen und Stein hergestellte Ueberfalleinlauf für ein solches Rad gezeichnet.

Die Fig. 3 und 4, Taf. XIV, zeigen die Detailconstruction eines Zuppingerades für niedere Gefälle mit zwei Zahnkränzen, welche zur besseren Vertheilung der Kraftabgabe an den beiden Stirnseiten des Rades angebracht sind.

**6. Dimensionsbestimmung.** Die Grundlage für die Dimensionsbestimmung bilden die Elemente der Wasserkraft, nämlich, das beim Wassermotor concentrirte *Gefälle*  $H$  in Meter gleich der Höhendifferenz zwischen dem Unterwasserspiegel und die pro Secunde zufließende *Wassermenge*  $Q$  in Kubikmeter und diese Größen sind auch maßgebend für die Bestimmung der Art des anzuwendenden Wasserrades.

Es ergibt sich hiermit zunächst, wenn noch  $\gamma = 1000$  kg gleich dem Gewichte von 1 <sup>km</sup> Wasser gesetzt wird, der *absolute Effect*  $N_a$  der Wasserkraft in Pferdekraften

$$N_a = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = 13,333 \cdot Q \cdot H \quad \dots \quad (63)$$

und wenn  $\eta$  den *Wirkungsgrad* des Wasserrades bezeichnet, ergibt sich weiter der vom Wasserrad an die Transmission abgegebene *Nutzeffect*  $N_n$  in Pferdekraften

$$N_n = \eta \cdot N_a \quad \dots \quad (64)$$

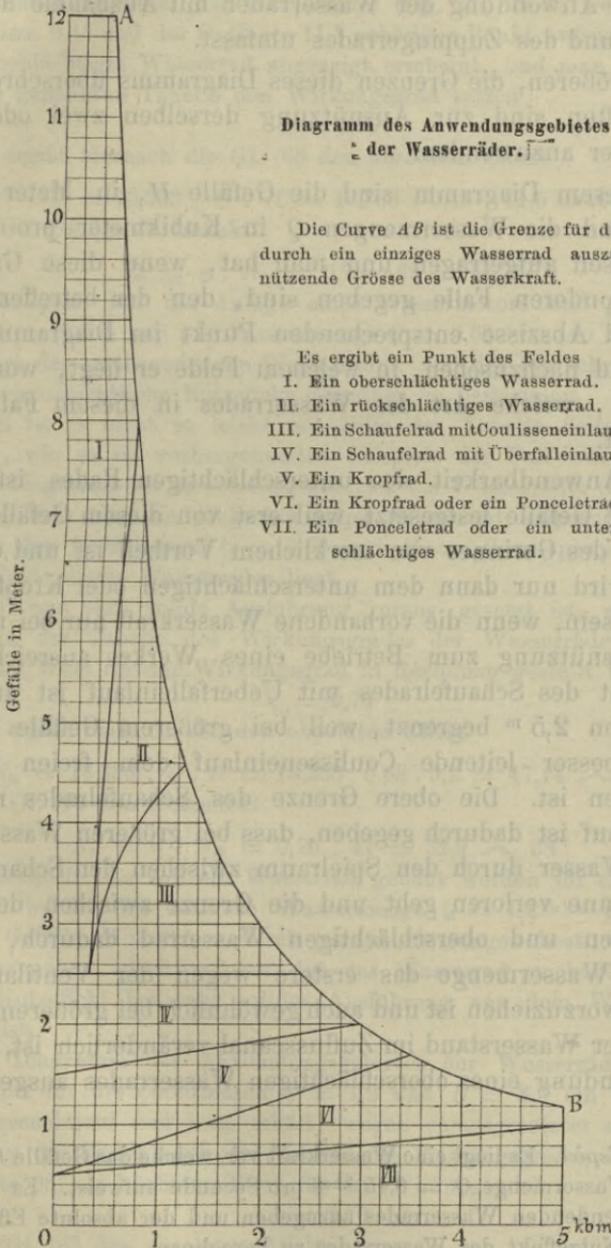
Der Wirkungsgrad  $\eta$  ist für die verschiedenen Arten der Wasserräder in nachstehender Tabelle angegeben, welche auch die Grenzwerte der Gefälle  $H$  und Wassermengen  $Q$  enthält, für welche die Anwendung *eines* Wasserrades der betreffenden Art angezeigt erscheint. Die Wasserräder sind hierin nach den Grenzwerten der Gefälle  $H$  geordnet.

Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder.

Art des Rades.	Getälle $H$ Meter.	Wassermenge $Q$ Kubikm.	Wirkungs- grad $\eta$
Oberschlächtiges Wasserrad	7 bis 12	0,05 bis 0,8	0,70 bis 0,75
	2,5 " 7	0,06 " 0,7	0,50 " 0,70
Rückschlächtiges "	2,5 " 8	0,09 " 1,3	0,60 " 0,70
Schaufelrad mit Coulisseneinlauf	2,5 " 4,6	0,3 " 2,4	0,60 " 0,70
" Überfalleinlauf	1,5 " 2,5	0,12 " 2,5	0,60 " 0,65
Sagebienrad "	0,7 " 2,5	0,7 " 3	0,75 " 0,80
Zuppingerad	0,5 " 2,0	0,12 " 6	0,60 " 0,65
Kropfrad mit Durchlassschütze	0,5 " 2,0	0,12 " 3	0,40 " 0,50
Ponceletrad	0,5 " 1,7	0,12 " 3,7	0,60 " 0,65
Unterschlächtiges Wasserrad	0,3 " 1,0	0,12 " 5	0,30 " 0,35

Zur *Bestimmung der Art des anzuwendenden Rades* wurde von *Redtenbacher* durch Vergleichung des Nutzeffektes und der Anlagekosten das in Fig. 25, Text, gezeichnete *Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder* gewonnen und angegeben, welches

Fig. 25.



**Diagramm des Anwendungsgebietes  
der Wasserräder.**

Die Curve AB ist die Grenze für die durch ein einziges Wasserrad auszunützende Grösse des Wasserkraft.

Es ergibt ein Punkt des Feldes

- I. Ein überschlächtiges Wasserrad.
- II. Ein rückschlächtiges Wasserrad.
- III. Ein Schaufelrad mit Couliisseneinlauf.
- IV. Ein Schaufelrad mit Überfalleinlauf.
- V. Ein Kropfrad.
- VI. Ein Kropfrad oder ein Ponceletrad.
- VII. Ein Ponceletrad oder ein unterschlächtiges Wasserrad.

Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde.

zwischen den eingezeichneten geraden und krummen Linien das Gebiet der Anwendung der Wasserräder mit Ausnahme des Sagebierrades und des Zuppigerrades umfasst.

Bei größeren, die Grenzen dieses Diagramms überschreitenden Wasserkraften sind zur Ausnützung derselben zwei oder mehr Wasserräder anzuwenden.

In diesem Diagramm sind die Gefälle  $H$ , in Meter als Ordinaten und die Wassermengen  $Q$  in Kubikmeter pro Secunde als Abszissen aufgetragen und man hat, wenn diese Größen in einem besonderen Falle gegeben sind, den der betreffenden Ordinate und Abszisse entsprechenden Punkt im Diagramm aufzusuchen und nachzusehen, in welchem Felde er liegt, wonach bestimmt ist, welche Art des Wasserrades in diesem Falle anzuwenden ist.

Die Anwendbarkeit des unterschlächtigen Rades ist hierbei bis zu 1<sup>m</sup> Gefälle festgesetzt, weil erst von diesem Gefälle an die Kröpfung des Gerinnes von merklichem Vortheil ist und das Ponceletrad wird nur dann dem unterschlächtigen oder Kropfrad vorzuziehen sein, wenn die vorhandene Wasserkraft nur bei möglichst guter Ausnützung zum Betriebe eines Werkes ausreicht. Das Kraftgebiet des Schaufelrades mit Ueberfalleinlauf ist durch das Gefälle von 2,5<sup>m</sup> begrenzt, weil bei größerem Gefälle der das Wasser besser leitende Coulisseneinlauf dem freien Ueberfall vorzuziehen ist. Die obere Grenze des Schaufelrades mit Coulisseneinlauf ist dadurch gegeben, dass bei größeren Wasserkraften zu viel Wasser durch den Spielraum zwischen den Schaufeln und dem Gerinne verloren geht und die Grenze zwischen dem rückschlächtigen und überschlächtigen Wasserrad dadurch, dass bei größerer Wassermenge das erstere wegen der Ventilation dem letzteren vorzuziehen ist und auch gewöhnlich bei größerem Wasserzufluss der Wasserstand im Zuflusscanal veränderlich ist, wodurch die Anwendung eines überschlächtigen Wasserrades ausgeschlossen erscheint.

*1. Beispiel.* Es liegt eine Wasserkraft vor, welche das Gefälle  $H = 11,5$  m und die Wassermenge  $Q = 0,45$   $\text{kbm}$  pro Secunde aufweist. Es ist die Art des anzuwendenden Wasserrades anzugeben und der absolute Effekt, sowie auch der Nutzeffekt des Wasserrades zu berechnen.

Es ergibt sich durch einen Blick auf die Tabelle des Wirkungsgrades

der Wasserräder, (Seite 68), sowie aus dem Redtenbacher'schen Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (Fig. 25, Text) wenn man den zur Abszisse 0,45 und der Ordinate 11,5 gehörigen Punkt aufsucht, dass hier ein ober-schlächtiges Wasserrad angezeigt erscheint, und man kann hierfür nach der genannten Tabelle den Wirkungsgrad setzen

$$\eta = 0,75$$

Es ergibt hiernach die Gl. (63 den absoluten Effekt

$$N_a = 13,333 \cdot Q \cdot H = 13,333 \cdot 0,45 \cdot 11,5 = 69^e$$

und die Gl. (64 den Nutzeffekt

$$N_n = \eta \cdot N_a = 0,75 \cdot 69 = 51,75^e$$

2. *Beispiel.* Für die Anlage eines Wassermotors sind gegeben, das Gefälle  $H = 5,2$  m und die Wassermenge  $Q = 0,68$   $\text{kbm}$  pro Secunde. Es ist die Art des anzuwendenden Wasserrades, und der bei sehr solider Ausführung voraussichtliche Nutzeffekt desselben zu bestimmen.

Hier ist es nicht so leicht mit Hilfe der Tabelle Seite 68 zu entscheiden, wie es im vorhergehenden Beispiele der Fall war, wohl aber lässt das Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (Fig. 25, Text) erkennen, dass hier ein rückschlächtiges Wasserrad angezeigt erscheint, weil der den Coordinaten  $Q = 0,68$  und  $H = 5,2$  entsprechende Punkt in dem Felde dieses Wasserrades liegt.

Weil nun sehr solide Ausführung voraus gesetzt ist, so kann der höchste in der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder (Seite 68) angegebene Wert für den Wirkungsgrad in Rechnung gestellt werden, also

$$\eta = 0,70$$

und man erhält nach Gl. (63 den absoluten Effekt

$$N_a = 13,333 \cdot Q \cdot H = 13,333 \cdot 0,68 \cdot 5,2 = 47,14 \sim 47^e$$

und nach Gl. (64 den Nutzeffekt

$$N_n = \eta \cdot N_a = 0,70 \cdot 47 = 32,9 \sim 33^e$$

3. *Beispiel.* Es soll ein Wasserrad gebaut werden für eine Wasserkraft, bei welcher die mittlere Wassermenge  $Q = 1,2$   $\text{kbm}$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 3,5$  m durch genaue Messungen bestimmt wurden. Es ist anzugeben, nach welcher Art das Wasserrad zu bauen ist, und welcher Nutzeffekt bei sehr solider Ausführung von dem Wasserrad zu erwarten ist.

Das Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (Fig. 25 Text) ergibt für die Coordinaten  $Q = 1,2$  und  $H = 3,5$  ein Schaufelrad mit Coulißseneinlauf und man erhält, wegen vorausgesetzter sehr solider Ausführung des Rades nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder (Seite 68) als höchsten Wert für den Wirkungsgrad

$$\eta = 0,70$$

und nach Gl. (63 den absoluten Effekt

$$N_a = 13,333 \cdot Q \cdot H = 13,333 \cdot 1,2 \cdot 3,5 = 56^e$$

und somit ist der Nutzeffekt nach Gl. (64)

$$N_n = \eta \cdot N_a = 0,70 \cdot 56 = 39,2^e$$

4. *Beispiel.* Es liegt eine alte Wasserradanlage vor, mit einem Kropfrad mit Durchlassschütze, und gelegentlich sich ergebender bedeutender Reparaturen, wird erwogen, ob man, falls wieder ein Wasserrad ausgeführt werden soll, wieder ein Kropfrad mit Durchlassschütze, oder ein anderes Wasserrad zur Anwendung bringen soll.

Die in einem längeren Zeitraum gemachten Beobachtungen ergeben als die der Dimensionierung des Rades zu Grunde zu legende, während des größeren Theiles des Jahres vorhandene mittlere Wassermenge  $Q = 1,2 \text{ kbm}$  pro Secunde und das beim Wasserrad concentrirte Gefälle  $H = 1,95 \text{ m}$ .

Man ersieht aus dem Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (Fig. 25, Text) dass die Coordinaten  $Q = 1,2$  und  $H = 1,95$  einem Punkte im Felde des Schaufelrades mit Ueberfalleinlauf entspricht. Weil nun für letzteres nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder sich als vorauszusetzender Wirkungsgrad

$$\eta = 0,60 \text{ bis } 0,65$$

ergibt, während man für das Kropfrad mit Durchlassschütze nur

$$\eta = 0,40 \text{ bis } 0,50$$

erhält, so wird man jedenfalls bei der Neuherstellung ein Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf zur Ausführung bringen, weil letzteres von dem absoluten Effekt der Wasserkraft nach Gl. (63)

$$N_a = \gamma \frac{QH}{75} = 13,333 \cdot Q \cdot H = 13,333 \cdot 1,2 \cdot 1,95 = 31,2^e$$

als Nutzeffekt erwarten lässt nach Gl. (64)

$$N_n = \eta \cdot N_a = 0,65 \cdot 31,2 = 20,28^e$$

während in diesem Falle das Kropfrad mit Durchlassschütze höchstens

$$N_n = \eta \cdot N_a = 0,5 \cdot 31,2 = 15,6^e$$

ergeben kann, in schlechtem Zustande aber jedenfalls noch viel weniger ergibt, wie sich durch Vornahme eines Bremsversuches leicht nachweisen lässt.

5. *Beispiel.* Es soll eine Wasserkraft zum Betrieb einer Fabrikanlage zur Ausnützung gelangen, welche letztere von dem zu erbauenden Wasserrade zumindest  $42^e$  Nutzeffekt verlangt. Die mittlere Wassermenge beträgt  $Q = 3,5 \text{ kbm}$  pro Secunde und das beim Motor zu concentrirte Gefälle  $H = 1,5 \text{ m}$ .

Es ist zu bestimmen, welcher Art das zu wählende Wasserrad sein soll.

Die Coordinaten  $Q = 3,5$  und  $H = 1,5$  ergeben in dem Diagramm des Anwendungsgebietes der Wasserräder (Fig. 25, Text) einen Punkt in demjenigen Felde, welches dem Kropfrad und dem Ponceletrad gemeinsam zukommt. Es kann sonach für die vorliegende Wasserkraft sowohl ein Kropfrad als auch ein Ponceletrad zur Anwendung gebracht werden. Nun ist der absolute Effekt dieser Wasserkraft nach Gl. (63)

$$N_a = 13,333 \cdot Q \cdot H = 13,333 \cdot 3,5 \cdot 1,5 = 70^e$$

weil aber nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder (Seite 67) für das Kropfrad im Maximum

$$\eta = 0,50$$

also der Nutzeffekt nach Gl. (64)

$$N_a = \eta \cdot N_a = 0,50 \cdot 70 = 35^e$$

während für das Ponceletrad bei sorgfältiger Ausführung nach derselben Tabelle der Wirkungsgrad

$$\eta = 0,65$$

und somit der Nutzeffekt

$$N_a = \eta \cdot N_a = 0,65 \cdot 70 = 45,5^e$$

beträgt, so wird man im Hinblick auf das Erfordernis von  $42^e$  jedenfalls ein Ponceletrad zur Ausführung bringen.

6. *Beispiel.* Es ist eine Wasserkraft mit der ganz bedeutenden mittleren Wassermenge  $Q = 4,5 \text{ kbm}$  pro Secunde vorhanden, welche jedoch auf die verfügbare Länge des natürlichen Wasserlaufes nur ein solches totales Gefälle aufweist, dass sich nach Abzug des Gefälles für die projectirten Kunstgräben als beim Wasserrad zu concentrirendes Gefälle nur  $H = 0,7 \text{ m}$  ergibt. Welcher Art soll das zur Ausnützung dieser Wasserkraft anzuwendende Wasserrad sein, und welchen Nutzeffekt kann man von demselben erwarten?

Das geringe Gefälle ergibt im Zusammenhalte mit der großen Wassermenge mit Zuhilfenahme der Tabelle Seite 68 oder des Diagrammes Fig. 25, Text, ein unterschlächtiges Wasserrad, für welches die genannte Tabelle den Wirkungsgrad

$$\eta = 0,30 \text{ bis } 0,35$$

ausweist. Nimmt man für  $\eta$  den kleineren Wert um hinsichtlich des wirklich erzielten Effektes sicher zu gehen, so erhält man, wegen Gl. (63)

$$N_a = 13,333 \cdot Q \cdot H = 13,333 \cdot 4,5 \cdot 0,7 = 42^e$$

den zu erwartenden Nutzeffekt nach Gl. (64)

$$N_a = \eta \cdot N_a = 0,30 \cdot 42 = 12,6^e$$

während man unter günstigem Verhältnisse noch

$$N_a = \eta \cdot N_a = 0,35 \cdot 42 = 14,7^e$$

erhalten kann.

Hat man zwischen mehreren Wasserkraften zu wählen, so wird man nach *Redtenbacher* in der Regel den mittleren Gefällen von 3 bis 6 m den Vorzug geben müssen, weil bei größeren Gefällen das Rad sehr groß und die Umdrehungszahl desselben klein ausfällt, demnach große Räderübersetzungen erforderlich sind und die Herstellung eines hohen Zuflusscanales auch meist mit bedeu-

tenden Kosten verbunden ist, bei kleineren Gefällen hingegen gewöhnlich die Wassermengen sehr groß sind und somit der ganze Bau und insbesondere der Kunstgaben kostspielig wird, gleichzeitig aber der Wirkungsgrad des Wassermotors und mithin der Nutzeffekt desselben gering ausfällt.

Ist nach dem Vorstehenden die Art des auszuführenden Wasserrades festgestellt, so folgt die *Bestimmung der Geschwindigkeitsverhältnisse* der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad und der Umfangsgeschwindigkeit des Rades, sodann jene des Radhalbmessers und der Umdrehungszahl des Rades.

Bezeichnet, wie in Fig. 7, Taf. VI, cotirt

$c$  die absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad in Meter,

$v$  die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, in Meter,

$$\frac{c}{v} = \lambda \text{ den Geschwindigkeitscoefficient,}$$

$R$  den äußeren Radhalbmesser, in Meter,

$\delta = O$  oder  $10$  bis  $12^\circ$  den Winkel, um welchen der Eintrittspunkt des Wassers beim überschlächtigen Wasserrad vor dem Scheitel des Rades liegt,

$n$  die Umdrehungszahl des Rades pro Minute,

so ist allgemein

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60} = 0,1047 \cdot R \cdot n \quad \dots \quad (65)$$

$$n = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot R} = 9,549 \cdot \frac{v}{R} \quad \dots \quad (66)$$

$$R = \frac{60 \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot n} = 9,549 \cdot \frac{v}{n} \quad \dots \quad (67)$$

$$c = \lambda \cdot v \quad \dots \quad (68)$$

$$v = \frac{1}{\lambda} \cdot c \quad \dots \quad (69)$$

Nachstehende Tabelle enthält die für die einzelnen Arten der Wasserräder passenden bezüglichen Verhältnisse.

Tabelle der Geschwindigkeits-Verhältnisse der Wasserräder.

Art des Rades.	Gefälle $H$ Meter	Eintritts- geschwindigkeit $c$ Meter	Umfangs- geschwindigkeit $v$ Meter	Geschwindig- keitscoefficient $\lambda$	Radhalbmesser $R$ Meter
Oberschlächtiges Wasserrad	7 bis 12	3	1,5	2	$\left\{ \frac{H - 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g}}{1 + \cos \delta} \right\}^{2/3} \cdot H$
Rückschlächtiges "	2,5 "	3 bis 4	1,3 bis 1,5	2 bis 2,67	
Schaufelrad mit Couliseneinlauf	2,5 "	3	1,5	2	
" Ueberfalleinlauf	2,5 "	3	1,6	1,87	
Sagebiennrad	1,5 "	3	1,4 bis 1,6	1,87 bis 2,14	
Zuppigerrad	0,7 "	0,6 bis 0,8	0,5 "	1,2	
Kropfrad mit Durchlassschütze	0,5 "	2 "	1,0 "	2	
Ponceletrrad	0,5 "	3 "	1,5 "	1,5 bis 2	
Unterschlächtiges Wasserrad	0,5 "	$0,95 \cdot \sqrt{\frac{2gH}{H}}$	$0,55 \cdot c$	1,82	
	0,3 "	$0,95 \cdot \sqrt{2gH}$	$0,4 \cdot c$	2,5	
				2 bis 4	

Hat man hiernach  $v$  und  $R$  bestimmt, so ergibt die Gl. (66) die Umdrehungszahl des Rades und nach Abrundung derselben ergibt die Gl. (67) den entsprechenden Wert für die Radhalbmesser  $R$ . Würden  $n$  und  $R$  bedeutende Aenderungen durch die Abrundung erfahren, so ergibt schließlich die Gl. (65) die entsprechende Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Rades.

1. *Beispiel.* Es sind die Geschwindigkeitsverhältnisse eines ober-schlächtigen Wasserrades festzustellen, für das Gefälle  $H = 11,5$  m und die Wassermenge  $Q = 0,45$  kbm pro Secunde, wenn  $\delta = 12^\circ$  genommen wird.

Es ist hierfür nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (Seite 75) die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = 1,5 \text{ m}$$

die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad

$$c = 3 \text{ m}$$

und der äußere Halbmesser des Rades

$$\begin{aligned} (R) &= \frac{H - 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g}}{1 + \cos \delta} = \frac{11,5 - 1,1 \cdot \frac{3^2}{2 \cdot 9,81}}{1 + \cos 12^\circ} \\ &= \frac{11,5 - 0,505}{1,978} = \frac{10,995}{1,978} = 5,5586 \end{aligned}$$

Es ergibt hiermit die Gl. (66) die Umdrehungszahl des Rades

$$(n) = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{1,5}{5,5586} = 2,576$$

Damit nun das Rad nicht in das Unterwasser taucht, wird man zweckmäßig  $n$  nach oben abrunden und hiermit  $R$  etwas kleiner erhalten, also setzen

$$n = 2,58$$

womit sich nach Gl. (67) der entsprechende Wert für  $R$  ergibt, nämlich

$$R = 9,549 \cdot \frac{v}{n} = 9,549 \cdot \frac{1,5}{2,58} = 5,5517 \sim 5,550 \text{ m}$$

welcher für die Construction beibehalten wird. Wegen der um Geringes erfolgten Abrundung von  $R$  in der letzten Rechnung, bleibt  $v$  nahezu unverändert.

*Anmerkung.* Um bei späterem Nachschlagen der Rechnung nicht Irrthümer zu begehen, ist es zweckmäßig, wie vorstehend ausgeführt, die vorhergegangenen, nicht zur Ausführung gelangenden Werte von  $n$  und  $R$  einzuklammern, um dadurch darauf hinzudeuten, dass später noch ein abgerundeter Wert folgt, nach welchem construirt wurde.

2. *Beispiel.* Es soll ein rückschlächtiges Wasserrad für die Wassermenge  $Q = 0,68$  kbm pro Secunde und das Gefälle  $H = 5,2$  m gebaut werden. Es ist der Radhalbmesser und die Umdrehungszahl des Rades zu bestimmen.

Man entnimmt der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der

Wasserräder (Seite 75) für das rückschlächtige Wasserrad die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = 1,5 \text{ m}$$

und den Radhalbmesser

$$(R) = \frac{2}{3} \cdot H = \frac{2}{3} \cdot 5,2 = 3,467 \text{ m}$$

womit nach Gl. (66) die Umdrehungszahl pro Minute

$$(n) = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{1,5}{3,467} = 4,131$$

Hier ist die Abrundung von  $n$  im Hinblick auf  $R$  sowohl nach unten als nach oben thunlich und man wird der größeren Einfachheit der Uebersetzung wegen nehmen können

$$n = 4$$

daher  $n$  und  $R$  vorstehend einklammern wie hier bereits geschehen und für die festgestellte Umdrehungszahl  $n = 4$  pro Minute nunmehr nach Gl. (67) den zugehörigen Wert für den äußeren Radhalbmesser  $R$  berechnen. Man erhält demnach

$$R = 9,549 \cdot \frac{v}{n} = 9,549 \cdot \frac{1,5}{4} = 3,5809 \sim 3,580 \text{ m}$$

3. *Beispiel.* Ein Schaufelrad mit Coullisseinlauf wird für die Wassermenge  $Q = 1,2 \text{ kbm}$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 3,5 \text{ m}$  ausgeführt. Wie groß ist dessen Radhalbmesser zu nehmen und welche Umdrehungszahl pro Minute wird dasselbe erhalten?

Nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse (Seite 75) hat man für ein Schaufelrad mit Coullisseinlauf die Umfangsgeschwindigkeit

$$(v) = 1,6 \text{ m}$$

und den Radhalbmesser

$$R = H = 3,5 \text{ m}$$

und hiermit die Umdrehungszahl  $n$  nach Gl. (66)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{1,6}{3,5} = 4,365 \sim 4,5$$

Will man nun  $R = 3,5 \text{ m}$  ebenfalls beibehalten, so hat man hiefür und für den abgerundeten Wert  $n = 4,5$  nunmehr  $v$  zu berechnen, daher  $v = 1,6$  einzuklammern, wie vorstehend geschehen, und erhält nach Gl. (65)

$$v = 0,1047 \cdot R \cdot n = 0,1047 \cdot 3,5 \cdot 4,5 = 1,649 \text{ m}$$

4. *Beispiel.* Es ist der Radhalbmesser und die minutliche Umdrehungszahl für ein Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf zu bestimmen, welches für die Wassermenge  $Q = 1,2 \text{ kbm}$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 1,95 \text{ m}$  zur Ausführung gebracht werden soll. Wünschenswert ist eine möglichst große minutliche Umdrehungszahl des Rades.

Wir wählen, der letzteren Bedingung entsprechend, den größeren in der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 75) angegebenen Wert für  $v$  nämlich

$$(v) = 1,6 \text{ m}$$

und für  $R$  den kleineren Wert, nämlich

$$(R) = 1,25 \cdot H = 1,25 \cdot 1,95 = 2,4375$$

und erhalten hiermit die grösste für ein solches Wasserrad noch zulässige minutliche Umdrehungszahl nach Gl. (66)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{1,6}{2,4375} = 6,268 \sim 6,25$$

Demnach wird oben  $R$  eingeklammert und neuerdings gerechnet nach Gl. (67).

$$R = 9,549 \cdot \frac{v}{n} = 9,549 \cdot \frac{1,6}{6,25} = 2,4445 \sim 2,450 \text{ m}$$

und demnach oben auch  $v$  eingeklammert und der zu den abgerundeten Werten  $n$  und  $R$  zugehörige Wert von  $v$  nach Gl. (65 berechnet

$$v = 0,1047 \cdot R \cdot n = 0,1047 \cdot 2,450 \cdot 6,25 = 1,6032$$

welcher Wert die maximale Geschwindigkeit von 1,6 m nicht wesentlich übersteigt, daher mit obigen abgerundeten Werten

$$n = 6,25$$

$$R = 2,450 \text{ m}$$

beibehalten werden kann.

Würde man nicht größere Umdrehungszahl, sondern den größeren Nutzeffekt wünschen, so hätte man zu nehmen

$$R = 1,5 \quad H = 1,5 \cdot 1,95 = 2,925 \sim 3 \text{ m}$$

$$v = 1,4 \text{ m}$$

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 4,456 \sim 4,5 \text{ m}$$

5. *Beispiel.* Für eine Wasserkraft, welche die mittlere, den größeren Theil des Jahres hindurch vorhandene Wassermenge  $Q = 2,5 \text{ km}^3$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 2,4 \text{ m}$  aufweist, ergibt sich nach der Tabelle des Wirkungsgrades der Wasserräder (Seite 68) ein Sagebienrad. Es ist für dasselbe der äußere Radhalbmesser und die minutliche Umdrehungszahl zu bestimmen.

Wählt man hiefür nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse, zur Erzielung eines möglichst hohen Nutzeffektes

$$c = 0,8 \text{ m}$$

$$(v) = 0,7 \text{ m}$$

$$R = 2 \cdot H = 2 \cdot 2,4 = 4,8 \text{ m}$$

so erhält man nach Gl. (66)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{0,7}{4,8} = 1,392 \sim 1,4$$

und wenn vorstehender Wert für  $R$  beibehalten, wird  $v$  eingeklammert und nach Gl. (65 berechnet

$$v = 0,1047 \cdot R \cdot n = 0,1047 \cdot 4,8 \cdot 1,4 = 0,703 \text{ m}$$

6. *Beispiel.* Es sind für die beiden im 5. Beispiel. Seite 72, behandelten Räder, Kropfrad und Ponceletrad, die Geschwindigkeitsverhältnisse zu bestimmen.

Wählt man nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 75) für beide Räder den gleichen Halbmesser

$$R = 2 \cdot H = 2 \cdot 1,5 = 3 \text{ m}$$

und für das Kropfrad

$$c = 4 \text{ m}$$

$$v = 2 \text{ m}$$

so erhält man hiefür nach Gl. (66 die minutliche Umdrehungszahl

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{2}{3} = 6,366 \sim 6,4$$

während sich für das Ponceletrad ergibt

$$c = 0,95 \cdot \sqrt{2gH} = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5} = 5,1585 \sim 5,160 \text{ m}$$

$$v = 0,55 \cdot c = 0,55 \cdot 5,16 = 2,838 \sim 2,840 \text{ m}$$

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{2,84}{3} = 9,0397 \sim 9$$

Das Ponceletrad ergibt also nicht nur einen größeren Nutzeffekt, sondern es weist auch eine größere minutliche Umdrehungszahl auf als das für dieselben Verhältnisse construirte Kropfrad mit Durchlassschütze.

7. *Beispiel.* Wie groß ist der Radhalbmesser und die minutliche Umdrehungszahl für ein unterschlächtiges Wasserrad, für das Gefälle  $H = 0,7 \text{ m}$  und die Wassermenge  $Q = 4,5 \text{ m}$  pro Secunde anzunehmen, wenn dasselbe einen möglichst großen Nutzeffekt liefern soll.

Um letzterer Anforderung zu entsprechen, wird man den Radhalbmesser nicht zu klein annehmen dürfen. Wir wählen also nach der Tabelle der Geschwindigkeitsverhältnisse der Wasserräder (Seite 75)

$$R = 4 \text{ m}$$

und erhalten

$$c = 0,95 \cdot \sqrt{2gH} = 0,95 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,7} = 3,5245 \sim 3,525 \text{ m}$$

$$v = 0,4 \cdot c = 0,4 \cdot 3,525 = 1,410 \text{ m}$$

somit nach Gl. (66 die minutliche Umdrehungszahl

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{1,41}{4} = 3,366 \sim 3,4$$

Zur Bestimmung der *Breite und Tiefe des Fassungsraumes der Radschaufeln*, gewöhnlich kurz Breite und Tiefe des Rades genannt, ist es nothwendig festzusetzen, welcher Theil dieses Raumes von dem im Rade wirkenden Wasser ausgefüllt sein soll.

Bezeichnet, wie in Fig. 2, Taf. VII und Fig. 21, Text, cotirt,  $a$  die Tiefe des Fassungsraumes der Schaufeln oder Zellen, kurz

Tiefe des Rades genannt, in Meter,

$b$  die Breite des Fassungsraumes der Schaufeln oder Zellen, kurz

Breite des Rades genannt, in Meter,

$m$  den Füllungscoefficient,

so erhält man mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen, weil  $Q$  die pro Secunde in den Fassungsraum tretende Wassermenge,

$a \cdot b \cdot v$  aber den pro Secunde sich bietenden Fassungsraum vorstellt.

$$m = \frac{Q}{a \cdot b \cdot v} \dots \dots \dots (70)$$

Aus dieser Gleichung folgt für die Bestimmung von  $b$ , wenn man das Verhältnis  $\left(\frac{b}{a}\right)$  einführt

$$b^2 = \frac{Q}{m \cdot v} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)$$

und somit

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)} \dots \dots \dots (72)$$

Für  $\left(\frac{b}{a}\right)$  erhält man nach *Redtenbacher* passende Verhältnisse, wenn man setzt:

für Zellenräder

$$\left(\frac{b}{a}\right) = 2,25 \sqrt[3]{N_a} \dots \dots \dots (72)$$

für Schaufelräder (mit Ausnahme des Sagebienenrades und des Zuppingerrades und des Ponceletrades)

$$\left(\frac{b}{a}\right) = 1,75 \sqrt[3]{N_a} \dots \dots \dots (73)$$

Für den Füllungscoefficienten kann man nehmen

für Zellenräder

$$m = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{3} \dots \dots \dots (74)$$

für Schaufelräder (mit Ausnahme des Sagebienenrades, des Zuppingerrades)

$$m = \frac{1}{2} \dots \dots \dots (75)$$

Für das Ponceletrad erhält man nach *Grashof* passende Verhältnisse, wenn man die Radtiefe setzt

$$a = \frac{2}{3} H \dots \dots \dots (76)$$

womit nach Gl. (70), weil  $m$  bereits durch Gl. (75) bestimmt ist, sich für die Radbreite ergibt

$$b = \frac{Q}{m \cdot a \cdot v} \dots \dots \dots (77)$$

Es ist aber nach (Gl. 33 (Seite 53)

$$v = 0,55 \cdot c$$

und nach Gl. (62 (Seite 63)

$$c = 0,95 \cdot \sqrt{2gH}$$

und man erhält hiermit aus Gl. (77, mit Substitution aus Gl. (75 und (76

$$b = \frac{Q}{\frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot H \cdot 0,55 \cdot 0,95 \cdot \sqrt{2gH}} = \frac{5,73 \cdot Q}{H \cdot \sqrt{2gH}} \sim \frac{6 \cdot Q}{H \cdot \sqrt{2gH}} \dots \dots \dots (78$$

welche Abrundung in Uebereinstimmung mit *Grashof* einem etwas kleineren Füllungscoefficienten entspricht.

Für das Sagebienrad kann man nehmen

$$a = \frac{1}{3} R \text{ bis } \frac{2}{3} R \dots \dots \dots (79$$

$$m = \frac{2}{3} \text{ bis } \frac{4}{5} \dots \dots \dots (80$$

und erhält hiermit wieder die Radbreite aus der Gl. (77.

Für das Zuppingerad endlich kann man nehmen

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{1}{2} R \\ m &= \frac{2}{3} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (81$$

und zur Berechnung der Radbreite wieder die Gl. (77 anwenden

1. Beispiel. Es ist die Breite und Tiefe des Fassungsraumes für ein oberschlächtiges Rad zu bestimmen, für die Wassermenge  $Q = 0,45 \text{ km}^3$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 11,5 \text{ m}$ .

Für dieses Rad wurde im 1. Beispiel, Seite 70, gefunden

$$N_a = 69^e$$

und im 1. Beispiel, S. 76

$$v = 1,5 \text{ m}$$

Weil dasselbe ein Zellenrad ist, so erhält man hiefür nach Gl. (72

$$\frac{b}{a} = 2,25 \sqrt[3]{N_a} = 2,25 \cdot \sqrt[3]{69} = 9,23$$

und hiermit aus Gl. (71, wenn man nach Gl. (74 setzt

$$m = \frac{1}{4}$$

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)} = \sqrt{\frac{0,45}{\frac{1}{4} \cdot 1,5} \cdot 9,23} = 3,330 \text{ m}$$

und demnach

$$a = \frac{b}{\left(\frac{b}{a}\right)} = \frac{3,330}{9,23} = 0,360 \text{ m}$$

2. Beispiel. Für ein Schaufelrad mit Coulisseneinlauf entsprechend der Wassermenge  $Q = 1,2 \text{ km}^3$  pro Secunde und dem Gefälle  $H = 3,5 \text{ m}$  ist die Breite  $b$  und Tiefe  $a$  zu bestimmen.

Für dieses Rad wurde im 3. Beispiele, Seite 71, gefunden

$$Na = 56^e$$

und im 3. Beispiele, Seite 77,

$$r = 1,649 \text{ m}$$

Weil dasselbe ein Schaufelrad ist, so erhält man hiefür nach Gl. (73)

$$\frac{b}{a} = 1,75 \cdot \sqrt[3]{Na} = 1,75 \cdot \sqrt[3]{56} = 6,695$$

und nach Gl. (71 mit dem aus Gl. (75 entnommenen Werte

$$m = \frac{1}{2}$$

$$b = \sqrt{\frac{Q}{m \cdot v} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)} = \sqrt{\frac{1,2}{\frac{1}{2} \cdot 1,649}} \cdot 6,695 = 3,123 \sim 3,120 \text{ m}$$

womit sich ergibt

$$a = \frac{b}{\left(\frac{b}{a}\right)} = \frac{3,120}{6,695} = 0,466 \sim 0,470 \text{ m}$$

3. Beispiel. Für ein Ponceletrad für die Wassermenge  $Q = 3,5 \text{ km}^3$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 1,5 \text{ m}$  wurde im 5. Beispiele Seite 72 gefunden

$$Na = 70^e$$

und im 6. Beispiele Seite 78

$$r = 2,840 \text{ m}$$

Es sind hiefür die Radbreite  $b$  und die Tiefe  $a$  zu bestimmen.

Nach Gl. (75 erhält man hiefür den Füllungscoefficient

$$m = \frac{1}{2}$$

und nach Gl. (76

$$a = \frac{2}{3} H = \frac{2}{3} \cdot 1,5 = 1 \text{ m}$$

und somit nach Gl. (77

$$b = \frac{Q}{m \cdot a \cdot v} = \frac{3,5}{\frac{1}{2} \cdot 1 \cdot 2,840} = 2,464 \sim 2,500 \text{ m}$$

Die *Schaufelzahl* steht mit der *Schaufeltheilung* im Zusammenhang und wird so abgerundet, dass sie durch die *Anzahl der Radarme* theilbar ist,

Bezeichnet, wie in Fig. 7, Taf. VI, cotirt

$e$  die Schaufeltheilung im Bogenmaße am äußeren Radumfang gemessen, in Meter,

$i$  die Anzahl der Schaufeln des Rades,

$A$  die Anzahl der Arme in einem Armsystem und gelten übrigens die früher angegebenen Bezeichnungen, alle Maße in Meter ausgedrückt, so kann man nach *Redtenbacher* allgemein nehmen

$$A = 2 \cdot (R + 1) \dots \dots \dots (82$$

ferner für das *Ponceletrad*, nach *Grashof*, wachsend mit der Größe des Rades

$$i = 32 \text{ bis } 48 \quad \dots \dots \dots (83)$$

für das *Zuppigerrad*

$$e = 0,3 \text{ bis } 0,35^m \quad \dots \dots \dots (84)$$

für das *Sagebienrad*, nach *Jenny*

$$e = 0,2 \text{ bis } 0,35^m \quad \dots \dots \dots (85)$$

für die übrigen Arten der Wasserräder nach *Redtenbacher*

$$e \leq 0,2^m + 0,7 \cdot a \quad \dots \dots \dots (86)$$

Ist nun die Schaufeltheilung  $e$  passend angenommen, so erhält man die Schaufelzahl  $i$  aus der Gl.

$$i = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{e} \quad \dots \dots \dots (87)$$

und wenn hiernach die Schaufelzahl  $i$  nach der Anzahl der Arme, durch letztere theilbar, abgerundet ist, so erhält man die entsprechende Schaufeltheilung  $e$  aus der Gl.

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{i} \quad \dots \dots \dots (88)$$

Die Anzahl der Armsysteme richtet sich nach der Breite des Rades.

Bezeichnet

$A_1$  die Anzahl der Armsysteme,

$b$  die Radbreite, wie vorher angegeben,

so kann man nehmen

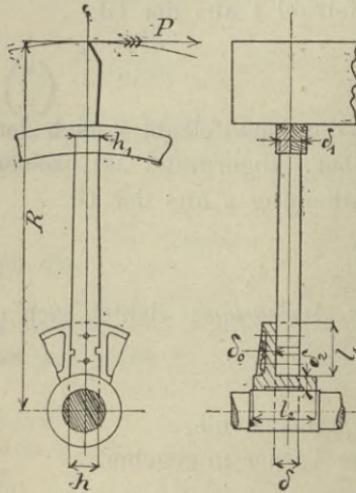
$$A_1 = 2 \text{ für } b \leq 2,5^m \quad \dots \dots \dots (89)$$

$$A_1 \geq 3 \text{ für } b > 2,5^m \quad \dots \dots \dots (90)$$

Die *Radarme* werden bei den *Rütlern* der *ersten* und *zweiten Bauart* (Seite 44 u. ff.) auf Biegung beansprucht und man erhält für den im Achsenmittel des Rades gedachten Querschnitt des bis dahin verlängert gedachten Armes, wenn bei gusseisernen Armen nur die in der Ebene des Armsystems liegende Rippe auf Biegung beansprucht, die dazu senkrechte Rippe aber bloß als seitliche Versteifung betrachtet wird und bei hölzernen Armen der rechteckige Querschnitt vorausgesetzt wird, mit den in Fig. 26, Text, cotirten Bezeichnungen

*h* Armhöhe im Radmittel in Millimeter,  
*δ* Armdicke " " "  
*P* Umfangskraft des Wasserrades in Kilogramm,  
*R* Aeüßerer Halbmesser des Rades in Millimeter,  
*A* die Anzahl der Radarme eines Armsystems,  
*A*<sub>1</sub> die Anzahl der Armsysteme,  
*k* das Verhältniß der vom stärkst beanspruchten Armsysteme über-  
 tragenen Kraft zur Umfangskraft *P*,

Fig. 26.



Arm- und Rosetten-Dimensionen.

*S* die Beanspruchung auf Biegung in der stärkst gespannten Faser, in Kilogramm pro 1 qmm,

$$k \cdot P \cdot R = \frac{1}{6} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \quad \dots \dots \dots (91)$$

Setzt man nun, guten Ausführungen entsprechend

für gusseiserne Arme

$$\left. \begin{aligned} S &= 1 \text{ kg/qmm} \\ \delta &= \frac{1}{5} h \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (92)$$

für hölzerne Arme

$$\left. \begin{aligned} S &= 0,28 \text{ kg/qmm} \\ \delta &= \frac{5}{7} h \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (93)$$

so erhält man in beiden Fällen

$$\delta \cdot S = \frac{1}{5} \cdot h \dots \dots \dots (94)$$

und durch Substitution dieses Wertes in die Gl. (91)

$$k \cdot PR = \frac{1}{30} \cdot h^3 \cdot A \dots \dots \dots (95)$$

und hieraus ergibt sich die *Armhöhe sowohl für gusseiserne als für hölzerne Arme*

$$h = \sqrt[3]{\frac{30}{k} \cdot \frac{P \cdot R}{A}} = 3,11 \sqrt[3]{\frac{k \cdot P \cdot R}{A}} \dots \dots (96)$$

wobei, wenn wieder  $N_n$  den Nutzeffekt in Pferdekraften und  $n$  die Umdrehungszahl des Rades bezeichnen (P. I. S. 16, Gl. 15)

$$PR = 716200 \cdot \frac{N_n}{n} \dots \dots \dots (97)$$

Mit Rücksicht auf die Herstellung macht man gewöhnlich auch bei Rädern nach der zweiten Bauart mit drei Armsystemen alle Arme gleich stark und zwar nach den größeren durch die Rechnung erlangten Dimensionen

Bei Anwendung *schmiedeiserner Arme* mit  $\square$  Querschnitt kann man sich für die Dimensionsbestimmung der Tabelle P. I. S. 144 bedienen und  $S = 2$  bis  $3 \text{ kg/qmm}$  nehmen.

Hölzerne und gusseiserne Arme werden gegen den Radkranz zu verjüngt auf

$$h_1 = 0,75 h \text{ bis } 0,8 h; \text{ und } \delta_1 = 0,75 \delta \text{ bis } 0,8 \delta \dots (98)$$

Werden *Räder der dritten Bauart* mit *radialen Tragarmen aus Rundeisen* hergestellt, welche seitliche Steifigkeit nicht gewähren, so werden diese so dimensionirt, dass nur die in der tiefsten Stellung verticalen Arme das Gewicht der ganzen Radconstruction tragen und auf die Rosetten und hierdurch auf die Radachse zu übertragen haben.

Es müssen deshalb die radialen Arme so stark angezogen und durch die Diagonal- und Umfangsstangen so gestützt werden, dass sie nur auf Zug und nicht auf Biegung beansprucht werden

und ihre Spannung in ihrer höchsten verticalen Stellung gleich Null ist.

Bezeichnet

$G$  das von den radialen Armen zu tragende Gewicht der äußeren Theile des Rades in Kilogramm.

$S$  die Zugbeanspruchung der radialen Arme in Kilogramm, pro 1 qmm,

$A_1$  die Anzahl der Armsysteme, wie vorher,

$N_a$  den absoluten Effekt des Wasserrades in Pferdekraften, wie vorher,

$d$  den Durchmesser der radialen Arme in Millimeter,

$d_1$  „ „ „ Diagonalstangen „

$d_2$  „ „ „ Umfangsstangen „

so kann man nach *Redtenbacher* für *Zellenräder* setzen

$$G = 400 \cdot N_a \dots \dots \dots (99)$$

$$d_1 = 0,75 d \} \dots \dots \dots (100)$$

$$d_2 = 0,6 d \} \dots \dots \dots$$

und erhält hiermit

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot S \cdot A_1 = G \dots \dots \dots (101)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi \cdot S \cdot A_1}} \sqrt{G} \dots \dots \dots (102)$$

und durch Substitution aus Gl. (99)

$$d = \frac{40}{\sqrt{\pi \cdot S \cdot A_1}} \cdot \sqrt{N_a} \dots \dots \dots (103)$$

Für *gewöhnliche Fälle* kann man hierin setzen

$$\left. \begin{aligned} S &= 6 \text{ kg qmm} \\ A_1 &= 2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (104)$$

und mit diesen Werten ergibt die Gl. (103)

$$d = 6,515 \cdot \sqrt{N_a} \dots \dots \dots (105)$$

Die Wasserradwelle oder Achse wird in neuerer Zeit gewöhnlich aus Bessemerstahl (Fig. 4 bis 6, Taf. IX) oder Schmiedeeisen (Fig. 1, Taf. X) mit Kreisquerschnitt hergestellt, seltener aus Gusseisen mit Rippenquerschnitt (Fig. 6 bis 11, Taf. X) oder hohl (Fig. 12, Taf. X) gegossen, und nur in besonderen Fällen aus Holz mit gusseisernen Zapfen (Fig. 13 bis 16, Taf. X). Die-

selben werden bei den Wasserrädern der ersten und zweiten Bauart auf Torsion und Biegung, bei den Wasserrädern nach der dritten Bauart nur auf Biegung berechnet.

Hierfür kann man, mit Vorbehalt der nach Vollendung des Zeichnungsentwurfes auszuführenden genauen Gewichtsrechnung, das Gewicht des Rades nach *Grashof* setzen

$$G = 1000 \cdot \frac{N_n}{m \cdot n} \dots \dots \dots (106)$$

wenn, wie im Vorstehenden  $N_n$  den Nutzeffekt in Pferdekraften,  $m$  den Füllungscoefficient und  $n$  die minutliche Umdrehungszahl des Rades bezeichnen.

Bezeichnet für einen bestimmten Querschnitt der Welle  $M_b$  das Biegemoment, Kilogramm, Millimeter,  $M_d$  „ Torsionsmoment, „ „ „  $(M_b)_i$  das ideelle Biegemoment, Kilogramm, Millimeter,  $S$  die Spannung in der stärkst gespannten Faser für das ideelle Biegemoment in Kilogramm pro 1 <sup>qu</sup>mm  $D$  den Durchmesser der Welle in diesem Querschnitt in Millimeter

$$Z = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 \text{ den Querschnittsmodul,}$$

so erhält man

$$(M_b)_i = \frac{3}{8} \cdot M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2} \dots \dots \dots (107)$$

wofür man auch näherungsweise setzen kann

$$\left. \begin{array}{l} \text{für } M_b > M_d \\ (M_b)_i = 0,975 \cdot M_b + 0,25 \cdot M_d \\ \text{für } M_b < M_d \\ (M_b)_i = 0,625 \cdot M_b + 0,6 \cdot M_d \end{array} \right\} \dots \dots \dots (108)$$

und da bei Wasserrädern normal  $M_b$  viel größer ist als  $M_d$  kommt hiefür Gl. (107 zur Anwendung, nach welcher abgerundet gesetzt werden kann.

$$(M_b)_i = M_b + \frac{1}{4} M_d \dots \dots \dots (109)$$

Es ist ferner

$$(M_b)_i = S \cdot Z \dots \dots \dots (110)$$

und hieraus

$$Z = \frac{(M_b)_i}{S} \dots \dots \dots (111)$$

und nach Substitution des Wertes für  $Z$

$$\frac{\pi}{32} \cdot D^3 = \frac{(M_b)_i}{S} \dots \dots \dots (112)$$

woraus

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{(M_b)_i}{S}} \dots \dots \dots (113)$$

Hierin kann man setzen, für Schmiedeeisen  $S = 2$  bis  $4$  bis  $6 \text{ kg/qmm}$ , für Bessemerstahl  $S = 4$  bis  $6$  bis  $7,5 \text{ kg/qmm}$ , für Gusseisen  $S = 1$  bis  $2$  bis  $3 \text{ kg/qmm}$ , wobei die größeren Werte nur dann zulässig sind, wenn alle einwirkenden Kräfte in Rechnung gezogen sind.

In der Zeichnung erscheint die Anwendung des bekannten graphischen Verfahrens der Darstellung des ideellen Biegemomentes sehr anschaulich, und ist dieselbe deshalb besonders empfehlenswert.

Mit Rücksicht auf die Herstellung, Verwendung derselben Modelle etc., wird die Wasserradwelle oder Achse gewöhnlich symmetrisch zur Mittelebene des Rades konstruiert, wobei für beide Seiten die sich nach der Rechnung ergebenden größeren Dimensionen eingehalten werden.

Für die *Stirnzapfen* der Wasserwelle oder Achse erhält man mit den Bezeichnungen

$d$  Durchmesser des Stirnzapfens in Millimeter

$l$  Länge " " " "

$S$  Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm pro  $1 \text{ qmm}$

$P$  Zapfendruck in Kilogramm

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi \cdot S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P} \dots \dots \dots (114)$$

und man kann nehmen

für *Bessemerstahl in Bronze oder Weißmetall* ( $S = 5$  bis  $7,5 \text{ kg/qmm}$ )

$$\left. \begin{array}{l} S \geq 7,5 \text{ kg/qmm} \\ l = 1,7 d \\ d \geq 1,07 \sqrt{P} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (115)$$

Für *Schmiedeeisen in Bronze oder Weißmetall* ( $S = 4$  bis  $6 \text{ kg/qmm}$ )

$$\left. \begin{aligned} S &\leq 6 \text{ kg/qmm} \\ l &= 1,5 \cdot d \\ d &\geq 1,125 \cdot \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (116)$$

Für Schmiedeisen in Gusseisen

$$\left. \begin{aligned} S &\leq 6 \text{ kg/qmm} \\ l &= 1,75 \cdot d \\ d &\geq 1,2 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (117)$$

Für Gusseisen in Bronze oder Weißmetall ( $S = 2$  bis  $3 \text{ kg/qmm}$ )

$$\left. \begin{aligned} S &\leq 3 \text{ kg/qmm} \\ l &= 1,5 \cdot d \\ d &\geq 1,6 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (118^*)$$

Für den hohlen gusseisernen Stirnzapfen\*\*) vom äußeren Durchmesser  $d_a$  und inneren Durchmesser  $d$  (Fig. 12, Taf. X) erhält man bei gleicher Länge  $l$  mit dem massiven gleichwertigen gusseisernen Zapfen vom Durchmesser  $d$

$$\frac{d_a}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4}} \dots \dots \dots (119)$$

wobei für gewöhnliche Fälle zu nehmen ist

$$\left. \begin{aligned} \frac{d_i}{d_a} &= 0,6 \text{ oder } 0,7 \\ \text{und hiefür} & \\ \frac{d_a}{d} &= 1,05 \text{ oder } 1,10 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (120)$$

\*) Bei Anwendung des in Fig. 8 bis 10, Taf. X, gezeichneten sternförmigen Querschnittes für die gusseiserne Achse verzeichnet man nach *Reuleaux* (Der Constructeur, 4. Aufl. S. 354) zuerst die ideelle runde Achse und das nach Geschmacksrücksichten gewählte Höhenprofil der Flügel. Alsdann wähle man entweder die Rippendicke  $b$  für jeden Querschnitt und berechne den Kerndurchmesser  $k$  oder man nehme  $k$  an und berechne  $b$

Die *Bundhöhe* und *Anlaufshöhe*  $e$  und *Bundbreite*  $e_1$  nehme man  

$$\left. \begin{aligned} e &= 5 \text{ mm} + 0,1 \cdot d \\ e_1 &= 1,5 \cdot e \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (121)$$

Die zur Verbindung der Radarme mit der Radwelle oder Achse dienenden *Rosetten* werden aus Gusseisen hergestellt Für die Wandstärke der zum Anschluss der Arme an die Nabe dienenden Wände und Rippen, welche in ihrem Zusammenhang *Armhülsen* genannt werden, kann man den nach Gl. (92 und (96 berechneten Wert von  $\delta$  nehmen.

Die *Länge der Armhülsen*  $l_1$  (Fig. 26, Text) nehme man für gusseiserne, hölzerne oder aus  $\square$  Eisen hergestellte Arme von der nach Gl. (96 berechneten Höhe  $h$

$$l_1 = 1,5 h \text{ bis } 2,5 h \dots \dots \dots (122)$$

aus dem Durchmesser  $y$  der vollen Achse in dem betreffenden Querschnitt nach der Formel

$$\frac{y}{h} = \sqrt[3]{\left(\frac{k}{h}\right)^4 + \frac{16}{3\pi} \cdot \left\{ \left(\frac{b}{h}\right) \cdot \left[ 1 - \left(\frac{k}{h}\right)^3 \right] + \left(\frac{b}{h}\right)^3 \cdot \left(1 - \frac{k}{h}\right) \right\}}$$

nach welcher nachstehende Tabelle berechnet ist.

$\left(\frac{b}{h}\right)$	$\left(\frac{k}{h}\right)$												
	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20
	$\left(\frac{h}{y}\right)$												
0,05	1,30	1,40	1,50	1,61	1,72	1,84	1,94	2,04	2,15	2,18	2,22	2,26	2,27
0,06	1,30	1,39	1,48	1,58	1,68	1,79	1,87	1,95	2,02	2,07	2,11	2,13	2,14
0,07	1,29	1,38	1,46	1,56	1,65	1,74	1,82	1,89	1,94	1,98	2,00	2,02	2,02
0,08	1,28	1,36	1,45	1,53	1,62	1,70	1,76	1,83	1,87	1,91	1,93	1,93	1,93
0,09	1,27	1,35	1,43	1,51	1,59	1,66	1,72	1,77	1,81	1,84	1,86	1,87	1,87
0,10	1,27	1,34	1,42	1,49	1,56	1,63	1,68	1,72	1,75	1,78	1,80	1,80	1,81
0,11	1,26	1,33	1,40	1,47	1,54	1,60	1,64	1,68	1,71	1,73	1,74	1,75	1,75
0,12	1,25	1,32	1,39	1,45	1,51	1,57	1,61	1,64	1,67	1,68	1,69	1,70	1,70
0,13	1,25	1,31	1,38	1,43	1,49	1,54	1,58	1,61	1,63	1,64	1,65	1,65	1,65
0,14	1,24	1,30	1,36	1,42	1,47	1,51	1,55	1,57	1,59	1,60	1,61	1,61	1,61
0,15	1,23	1,29	1,35	1,40	1,45	1,48	1,52	1,54	1,56	1,57	1,58	1,58	1,58
0,16	1,23	1,28	1,34	1,38	1,43	1,46	1,49	1,52	1,53	1,54	1,55	1,55	1,55
0,17	1,22	1,27	1,33	1,37	1,41	1,45	1,47	1,49	1,50	1,51	1,52	1,52	1,52

\*\*) Dieselben Formeln gelten auch für die Querschnittsbestimmung einer hohlen gusseisernen Achse (Fig. 12, Taf. X.) wenn in einem beliebigen Querschnitt derselben  $d$  den Durchmesser der ideellen runden gusseisernen Achse mit vollem Kreisquerschnitt,  $d_a$  den äußeren und  $d_i$  den inneren Durchmesser der hohlen Achse in demselben Querschnitt bezeichnen.

und für dünne radiale Arme aus Rundeisen bei der dritten Bauart der Wasserräder wenn  $d$  nach Gl. (102) berechnet ist

$$l_1 = 4 d \text{ bis } 6 d \dots \dots \dots (123)$$

Die Wanddicke der Armscheibe der Rosette kann man nehmen (Fig 26, Text)

$$\delta_0 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{5} h \dots \dots \dots (124)$$

Bezeichnet ferner

$D$  den Durchmesser des Achskopfes, auf welchen die Rosette zu sitzen kommt, in Millimeter,

$l_2$  die Länge der Rosettennabe, in Millimeter,

$\delta_2$  die Wandstärke der Rosettennabe, in Millimeter,

so kann man nehmen

$$\left. \begin{aligned} l_2 &= D \text{ bis } 1,5 \cdot D \\ \delta_2 &= 5 \text{ mm} + \frac{1}{3} \cdot D \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (125)$$

Die Rosettennabe wird mit Passleisten in der Bohrung hergestellt.

Die Verbindung der Arme mit dem Schaufelkranze erfolgt an den Radkränzen oder an den Seitengetäfern und diese erhalten die in Fig. 3 und 18, Taf. XI und Fig. 7 und 9, Taf. XII, cotirten Dimensionen.

Ferner kann man nehmen

$$\left. \begin{aligned} \text{die Dicke der hölzernen Schaufelbretter für Schaufelräder} & \frac{a}{14} \\ \text{bis} & \frac{a}{11} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (126)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{die Dicke des hölzernen Zellenbodens} & \dots \dots \frac{a}{8} \\ \text{die Dicke der hölzernen Schaufel für Zellenräder} & \dots \dots \frac{a}{8} \\ \text{in der Mitte der Radtiefe} & \dots \dots \frac{a}{8} \\ \text{am Umfang des Rades} & \dots \dots \frac{a}{10} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (127)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{die Dicke des hölzernen Radbodens für Schaufelräder} & \dots \dots \frac{a}{15} \text{ bis } \frac{a}{11} \\ \text{die Dicke des hölzernen Radbodens für Zellenräder} & \dots \dots \frac{a}{7} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (128)$$

die Dicke der aus Eisenblech hergestellten Schaufeln bei Schaufel- oder Zellenrädern bei Anwendung von Stehbolzen zur Absteifung der Schaufeln und des aus Eisenblech hergestellten Radbodens . . . 3 bis 5 mm (129)

die Dicke der Coulißenschaufeln beim Coulißeneinlauf 5mm (130)

die Dicke des hölzernen Gerinnbodens . . .  $\frac{a}{10}$  } (131)

den Spielraum zwischen dem äußeren Radumfang und dem Gerinne  
 für eiserne Räder . .  $\epsilon = 15$  bis 20 mm }  
 für hölzerne Räder . .  $\epsilon = 20$  bis 25 mm } (132)

Für die Dimensionsbestimmung des Zahnkranzes und des Getriebes ist zuerst der Theilkreisradius des Zahnkranzes, darnach der Zahndruck und für diesen die Stichzahl, Zahntheilung und Zahnbreite zu bestimmen. Es wird sodann die Zähnezahl des Zahnkranzes nach der Armzahl des Rades abgerundet, um die Theilung in Zahnkranzsegmente leicht vornehmen zu können und darnach der genaue Theilkreisradius bestimmt. Hierauf wird die Zähnezahl des Getriebes nach der vorgeschriebenen Uebersetzung bestimmt, wobei jedoch darauf Rücksicht zu nehmen ist, dass dieselbe nicht zu klein ausfällt.

Bezeichnet wie in Fig. 2, Taf. V, cotirt

$R$  den äußeren Halbmesser des Wasserrades, in Millimeter,

$R_1$  den Theilkreishalbmesser des Zahnkranzes, in Millimeter,

$R_2$  den Theilkreishalbmesser des Getriebes, in Millimeter,

$z_1$  die Zähnezahl des Zahnkranzes,

$z_2$  „ „ „ „ Getriebes,

$t$  die Zahntheilung, in Millimeter,

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

$b$  die Zahnbreite, in Millimeter,

$\psi = \frac{b}{t}$  das Breitenverhältnis,

$P$  die Umfangskraft des Rades in Kilogramm am Halbmesser  $R$

$P_1$  den Zahndruck am Halbmesser  $R_1$ ,

$n_1 = n$  die minutliche Umdrehungszahl des Zahnkranzes, gleich jener des Wasserrades,

$n_2$  die minutliche Umdrehungszahl des Getriebes,  
so ergibt sich

$$P_1 = \frac{P \cdot R}{R_1} \dots \dots \dots (133)$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot R_1}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} \dots \dots \dots (134)$$

$$R_2 = \frac{z_2}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \dots \dots \dots (135)$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} \dots \dots \dots (136)$$

Für die Dimensionirung der Zähne gilt wieder mit den zu-  
gehörigen Voraussetzungen die Gl. (P. I. S. 82, Gl. 78)

$$b \cdot t = 16,8 \cdot \frac{P_1}{S} \dots \dots \dots (137)$$

also mit

$$\frac{b}{t} = \psi \dots \dots \dots (138)$$

die Gl.

$$t = \sqrt{\frac{16,8}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt{P_1} \dots \dots \dots (139)$$

Mit Rücksicht auf den langsamen Gang dieser Räder kann  
man hierfür nehmen

$$\left. \begin{array}{l} \psi = 2,5 \\ S = 2 \text{ kg/qmm} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (140)$$

und erhält hiermit

$$\psi \cdot S = 5 \dots \dots \dots (141)$$

also die Gl. (P. I. S. 83. Gl. 84 und 85)

$$t = 1,833 \cdot \sqrt{P_1} \dots \dots \dots (142)$$

$$t = 2,763 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 R_1}{z_1}} \dots \dots \dots (143)$$

und kann sonach wieder für die Bestimmung der Stichzahl und  
Theilung die Tabelle P. I. S. 83 verwenden.

Sollte sich in einem besonderen Falle

$$t > 94,248$$

also

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) > 30$$

ergeben und eine Vergrößerung von  $R_1$  nicht mehr angehen, so würde man daraus entnehmen, dass die zu übertragende Kraft  $P_1$  für einen Zahnkranz zu groß ist, und würde dann zwei Zahnkränze und zwei Getriebe anwenden müssen, um die Grenzen

$$\left. \begin{aligned} t &\leq 94,248 \text{ mm} \\ \left(\frac{t}{\pi}\right) &\leq 30 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (144)$$

nicht zu überschreiten, da die Ausführung von Rädern mit größerer Theilung nicht zu empfehlen ist. \*)

Für die Zähnezahzahl des Getriebes kann man als Grenzwerte nehmen

$$\left. \begin{aligned} z_2 &\geq 36 \\ \frac{n_2}{n_1} &\leq 6,5 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (145)$$

für den Durchmesser der das Getrieb tragenden ersten Transmissionswelle aus Schmiedeeisen kann man nehmen

$$d' = 20 \text{ mm} + 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_n}{n_2}} \dots \dots \dots (146)$$

oder den um 20 mm vergrößerten Wert der Tabelle P. I. Seite 17.

1. Beispiel. Es ist die Schaufeltheilung, Schaufelzahl und Armzahl für ein überschlächtiges Wasserrad zu bestimmen, für welches bereits gegeben sind:

$$\begin{aligned} R &= 5,550 \text{ m} \\ a &= 0,360 \text{ m} \\ b &= 3,330 \text{ m} \end{aligned}$$

Man erhält nach Gl. (82) die Armzahl

$$A = 2 \cdot (R + 1) = 2 \cdot (5,55 + 1) = 2 \cdot 6,55 = 13,10 \sim 14$$

und nach Gl. (86) die Schaufeltheilung

$$(e) = 0,2 \text{ m} + 0,7 \cdot a = 0,2 + 0,7 \cdot 0,360 = 0,2 + 0,252 = 0,452 \text{ m}$$

womit nach Gl. (87)

$$i = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{e} = \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 5,550}{0,452} = 77 \sim 70$$

\*) Für die Bestimmung der Armdimensionen des Getriebes und bei Ausführung des Wasserrades nach der ersten Bauart auch des Zahnrades gelten die im Folgenden bei den Turbinen angegebenen Gl. 225 bis 250.

wobei die Schaufelzahl durch die Armzahl theilbar nach unten zu abgerundet ist, um die Schluckweite nicht zu klein zu erhalten.

Es wird sonach die Schaufeltheilung oben eingeklammert und neuerdings gerechnet nach Gl. (88)

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{i} = \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 5,550}{70} = 0,4983$$

Die Anzahl der Armsysteme wird

$$A_1 = 3$$

weil  $b > 2,5$  m ist.

2. *Beispiel.* Für ein Sagebienrad sind folgende Dimensionen bereits berechnet:

$$R = 4,8 \text{ m}$$

$$a = 1,6 \text{ m}$$

$$b = 3,35 \text{ m}$$

Es ist die Schaufelzahl zu bestimmen.

Wählt man nach Gl. (85) die Schaufeltheilung im Hinblick auf die Größe des Rades

$$(e) = 0,3 \text{ m}$$

so ergibt sich die Schaufelzahl nach Gl. (87)

$$(i) = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{e} = \frac{2 \cdot 4,8 \cdot 3,141}{0,3} = 100,5$$

und wenn man die Armzahl nach Gl. (82)

$$A = 2(R + 1) = 2 \cdot (4,8 + 1) = 11,6 \sim 12$$

annimmt und darnach die Schaufelzahl durch die Armzahl theilbar abrundet, so wird oben  $e$  und  $i$  eingeklammert und man erhält

$$i = 96$$

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{i} = 0,314 \text{ m}$$

3. *Beispiel.* Ein Ponceletrrad für das Gefälle  $H = 1,5$  m erhält einen Halbmesser  $R = 3$  m. Es ist die Armzahl, Schaufelzahl und Schaufeltheilung zu berechnen.

Wählt man nach Gl. (83), weil hier ein großes Rad in Betracht steht, wie man leicht erkennt, wenn man sich das Anwendungsgebiet des Ponceletrades vergegenwärtigt und weil  $A = 2(R + 1) = 8$  wird, die Schaufelzahl

$$i = 48$$

so ergibt sich nach Gl. (88) die Schaufeltheilung

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{i} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3}{48} = 0,393 \text{ m}$$

4. *Beispiel.* Für ein eisernes Schaufelrad mit Coulisseneinlauf (Fig. 1, Taf. VII) sind folgende Dimensionen gegeben oder bereits berechnet:

$Q = 1,2$  km<sup>3</sup>;  $H = 3,5$  m;  $R = 3,5$  m;  $n = 4,5$ ;  $N_a = 56^\circ$ ;  $N_n = 39,2^\circ$

$$a = 0,470 \text{ m}; b = 3,120 \text{ m}; A = 9; i = 45; e = 0,49 \text{ m}; m = \frac{1}{2}$$

Es sind die Dimensionen des Zahnkranzes und des eingreifenden Getriebes, ferner die Dimensionen der gusseisernen Arme und Rosetten, und der schmiedeisernen Welle zu bestimmen.

Nimmt man nach Fig. 4, Taf. XII, den Radius  $R_1$  des Zahnkranzes mit innerer Verzahnung

$$(R_1) = R - a - \frac{a}{12} - \frac{a}{3} - 50 \text{ mm} = 3500 - 470 - \frac{470}{12} - \frac{470}{3} - 50 = 3500 - 470 - 40 - 160 - 50 = 2780 \text{ mm}$$

wobei die Entfernung 50 mm vom Theilkreis bis zum Radkranz schätzungsweise angenommen ist, so erhält man nach Gl. (133 und 97) den Zahndruck

$$P_1 = \frac{PR}{R_1} = \frac{716200 N_n}{R_1 \cdot n} = \frac{716200 \cdot 39,2}{2780 \cdot 4,5} = 2244 \text{ kg}$$

Diesem Werte liegt in der *Tabelle für gusseiserne Zahnräder* (P. I. Seite 83)  $P = 2300 \text{ kg}$  am nächsten und man kann sonach die Stichzahl

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 28$$

nehmen, also

$$t = 87,965 \text{ mm}$$

und nach Gl. (140)

$$\psi = \frac{b}{t} = 2,5$$

somit

$$b = 2,5 \cdot t = 2,5 \cdot 88 = 220 \text{ mm}$$

Damit ergibt die Gl. 134 die Zähnezahl

$$z_1 = \frac{2 \cdot R_1}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{2 \cdot 2780}{28} = 198,5 \sim 198$$

wobei  $z_1$  durch die Armzahl  $A$  theilbar abgerundet ist.

Es wird nun oben  $R_1$  eingeklammert und ergibt sich hiefür der genaue Wert aus Gl. (134)

$$R_1 = \frac{1}{2} \cdot z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{1}{2} \cdot 198 \cdot 28 = 2772 \text{ mm}$$

Wählt man für die Uebersetzung den Grenzwert nach Gl. (145)

$$\frac{n_2}{n_1} = 6,5$$

so erhält man die Zähnezahl  $z_2$  des Getriebes auf der Transmissionswelle aus der Gl. (136)

$$z_2 = \frac{z_1}{\left(\frac{n_2}{n_1}\right)} = \frac{198}{6,5} = 30$$

also einen im Hinblick auf Gl. (145) zu kleinen Wert. Man wird deshalb den Grenzwert für  $z_2$  annehmen, nämlich

$$z_2 = 36$$

und erhält damit das Uebersetzungsverhältnis

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{x_1}{x_2} = \frac{198}{36} = 5,5$$

und wegen

$$n_1 = n = 4,5$$

die minutliche Umdrehungszahl des Getriebes

$$n_2 = \frac{x_1}{x_2} \cdot n_1 = 5,5 \cdot 4,5 = 24,75$$

Die schmiedeiserne Transmissionswelle erhält hiermit nach Gl. (146 den Durchmesser

$$d' = 20 \text{ mm} + 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_n}{n_2}} = 174 \sim 180 \text{ mm}$$

Weil  $b > 2,5 \text{ m}$  so erhält das Rad nach Gl. (90 drei Armsysteme, also

$$A_1 = 3$$

Für die Bestimmung der Armhöhe  $h$  nach Gl. (96 muss zuerst ( $PR$ ) berechnet werden. Man erhält hierfür nach Gl. (97

$$PR = 716200 \cdot \frac{N_n}{n} = 716200 \cdot \frac{39,2}{4,5} = 6239000 \sim 6240000$$

somit nach Gl. (96 die Armhöhe im Achsenmittel, weil hier ein Rad der zweiten Bauart mit 3 Armsystemen vorliegt.

$$k = \frac{2}{3}$$

$$h = 3,11 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot P \cdot R}{A}} = 3,11 \cdot \sqrt[3]{\frac{2/3 \cdot 6240000}{9}} = 243 \sim 240 \text{ mm}$$

und hiermit nach Gl. (92 die Armdicke

$$\delta = \frac{1}{5} h = 48 \text{ mm}$$

Für den Armquerschnitt am Radkranz erhält man

$$h_1 = 0,75 h \text{ bis } 0,8 h = 180 \text{ bis } 190 \text{ mm} \sim 190 \text{ mm}$$

$$\delta = 0,75 \delta \text{ bis } 0,8 \delta = 36 \text{ bis } 38 \text{ mm} \sim 36 \text{ mm}$$

und eben diese Dimensionen erhalten im Hinblick auf die Modellverwendung die Arme der beiden anderen Armsysteme.

Man erhält nun nach *Grashof* das Gewicht des Rades  $G$  aus Gl. (106

$$G = 1000 \cdot \frac{N_n}{m \cdot n} = \frac{1000 \cdot 39,2}{\frac{1}{2} \cdot 4,5} = 17422 \sim 17500 \text{ kg}$$

und wenn man vorläufig das Gewicht  $G_1$  des Zahnkranzes schätzungsweise annimmt

$$G_1 = \frac{1}{8} \cdot G = 2188 \sim 2200 \text{ kg}$$

so ergibt sich, wenn  $G_1$  in  $G$  nicht eingeschlossen angenommen wird, auf jede der 3 Rosetten I bis III, Fig. 27, Text, der Verticaldruck

$$\frac{1}{3} G = \frac{17500}{3} = 5833 \sim 5850 \text{ kg}$$

und überdies auf die Rosette I, deren Armsystem den Zahnkranz trägt, das Gewicht des letzteren, also zusammen

$$\frac{1}{3} G + G_1 = 5850 + 2200 = 8050 \text{ kg}$$

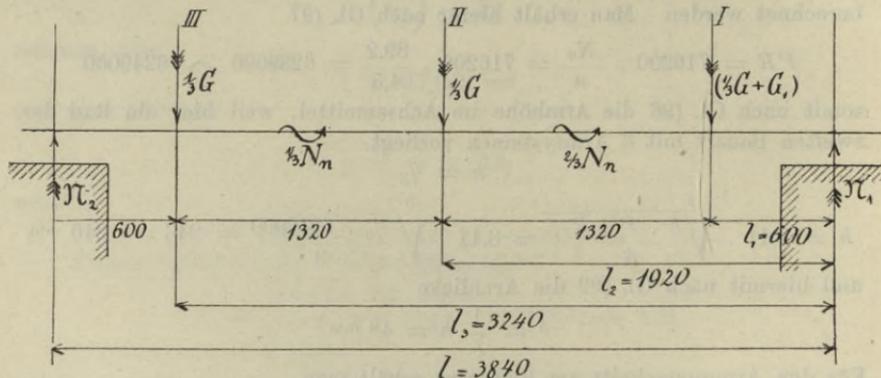
Man erhält nun durch Rechnung mit den in Fig. 27, Text, eingezeichneten, der soweit ausgeführten Entwurfs-Zeichnung entnommenen Coten die Normaldrücke für die beiden Stirnzapfen

$$\mathfrak{N}_2 = \frac{1}{l} \cdot \left[ \left( \frac{1}{3} \cdot G + G_1 \right) \cdot l_1 + \frac{1}{3} \cdot G \cdot l_2 + \frac{1}{3} \cdot G \cdot l_3 \right] =$$

$$= \frac{1}{3840} \cdot \left[ 8050 \cdot 600 + 5850 \cdot 1920 + 5850 \cdot 3240 \right] = 9120 \text{ kg}$$

$$\mathfrak{N}_1 = G + G_1 - \mathfrak{N}_2 = 17500 + 2200 - 9120 = 10580 \text{ kg}$$

Fig. 27.



Kräfteplan zur Dimensionierung der Wasserradwelle.

Wird nun im Hinblick auf gleiche Modelle für die beiden Lager und die äußeren Rosetten die Welle symmetrisch zur Mittelebene des Rades ausgeführt, wie in Fig. 1, Taf. X, gezeichnet, so werden beide Stirnzapfen für den Normaldruck  $\mathfrak{N}_1$  dimensioniert, und man erhält hiefür nach Gl. (116 mit  $P = \mathfrak{N}_1$

$$d = 1,125 \sqrt{P} = 1,125 \cdot \sqrt{10580} = 115,9 \sim 120 \text{ mm}$$

$$l = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 120 = 180 \text{ mm}$$

Für die Welle erhält man die Biegemomente und zwar für den Querschnitt I

$$M_b = \mathfrak{N}_1 \cdot l_1 = 10580 \cdot 600 = 6348000$$

für den Querschnitt II

$$M'_b = \mathfrak{N}_1 \cdot l_2 - \left( \frac{1}{3} G + G_1 \right) \cdot (l_2 - l_1) = 10580 \cdot 1920 - 8050 \cdot 1320 = 9687600$$

ferner die Torsionsmomente, weil dieses Rad nach der zweiten Bauart mit 3 Armsystemen ausgeführt wird, und zwar

für die Querschnitte I und II

$$M_d = \bar{M}'_d = \frac{2}{3} (PR) = \frac{2}{3} 716200 \cdot \frac{N_n}{n} = 4160000$$

Weil nun  $M_b > M_d$  so kann man für das ideelle Biegemoment die Gl. (109) benutzen und erhält hiernach

für den Querschnitt I

$$(M'_b)_i = M_b + \frac{1}{4} M_d = 6348000 + \frac{1}{4} \cdot 4160000 = 7388000$$

für den Querschnitt II

$$(M''_b)_i = M''_b + \frac{1}{4} M''_d = 9687600 + \frac{1}{4} 4160000 = 10727000$$

Wählt man nun die Beanspruchung

$$S = 4 \text{ kg/qmm}$$

so erhält man nach Gl. (113) die Wellendurchmesser und zwar

für den Querschnitt I

$$D' = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{(M'_b)_i}{S}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{7388000}{4}} = 266 \sim 270 \text{ mm}$$

für den Querschnitt II

$$D' = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{(M''_b)_i}{S}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{10727000}{4}} = 302 \sim 300 \text{ mm}$$

und weil die Welle zur Mittelebene symmetrisch ausgeführt wird, erhält der Querschnitt III den gleichen Wellendurchmesser wie I nämlich  $D' = 270 \text{ mm}$ .

Nach Gl. (121) erhält man für die Bund- und Anlaufhöhe für die Stirnzapfen

$$(e) = 5 \text{ mm} + 0,1 \cdot d = 5 + 0,1 \cdot 120 = 17 \text{ mm}$$

und sonach den äußeren Durchmesser des Bundes und Anlaufes

$$D = d + 2e = 120 + 2 \cdot 17 = 154 \sim 155 \text{ mm}$$

daher  $e$  vorstehend eingeklammert wird und nunmehr

$$e = 17,5 \text{ mm}$$

gesetzt erscheint, weil in der Zeichnung nicht  $e$ , sondern nur  $D$  cotirt zu werden braucht, also nur  $D$  einen passend abgerundeten Wert erhalten muss.

Die Bundbreite wird nach Gl. (121)

$$e_1 = 1,5e = 1,5 \cdot 17 = 25,5 \sim 25 \text{ mm}$$

Man erhält ferner für die Dimensionierung der Rosetten, die Länge der Armhülsen nach Gl. (122)

$$l_1 = 1,7 \cdot h = 1,7 \cdot 240 = 408 \sim 410 \text{ mm}$$

die Wanddicke der Armscheibe der Rosette nach Gl. (124)

$$\delta_0 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{5} h = 10 \text{ mm} + \frac{1}{5} \cdot 240 = 58 \text{ mm}$$

die Länge der Rosettennabe nach Gl. (125) für alle drei Armsysteme wie für  $D' = 270 \text{ mm}$

$$l_2 = 1,5 D = 1,5 \cdot 270 = 405 \sim 400 \text{ mm}$$

und die Wandstärke der Rosettennabe wieder für alle 3 Rosetten gleich

$$\delta_2 = 5 \text{ mm} + \frac{1}{3} D = 5 \text{ mm} + \frac{1}{3} 270 = 95 \text{ mm}$$

Macht man die Passleisten in der Rosettennabe für die beiden verschiedenen Durchmesser der Welle  $D = 270 \text{ mm}$  und  $D' = 300 \text{ mm}$  verschieden hoch, wie in Fig. 1, Taf. X, gezeichnet, so kann man für beide das gleiche Rosettenmodell verwenden.

5. *Beispiel.* Es sind die Dimensionen des Einlaufes für ein ober-schlächtiges Wasserrad, Fig. 7, Taf. VI, zu bestimmen, für welches folgende Angaben vorliegen:

$$Q = 0,45 \text{ kbm}; H = 11,5 \text{ m}; c = 3 \text{ m}; \varphi = 21^\circ 40'; b = 3,330 \text{ m}$$

Man erhält nach Gl. (34) die Koordinaten für den Scheitelpunkt der Einlaufsparabel

$$x = \frac{c^2}{2g} \cdot \sin 2\varphi = \frac{3^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \sin 2 \cdot (21^\circ 40') = \frac{9}{2 \cdot 9,81} \cdot \sin 43^\circ 20' = \frac{9}{19,62} \cdot 0,686 = 0,315 \text{ m}$$

$$y = \frac{c^2}{2g} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{9}{19,62} \cdot \sin^2 21^\circ 40' = \frac{9}{19,62} \cdot 0,369^2 = 0,0624 \sim 0,062 \text{ m}$$

Die Höhe des Oberwasserspiegels über dem Eintrittspunkt  $B$  wird nach Gl. (39)

$$h = 1,1 \cdot \frac{c^2}{2g} = 1,1 \cdot \frac{9}{19,62} = 0,5046 \sim 0,505 \text{ m}$$

Wählt man nach Fig. 7, Taf. VI, die Höhe  $h_0$  der Schützenöffnung unter dem Oberwasserspiegel

$$h_0 = 0,260 \text{ m}$$

so wird die Ausflussgeschwindigkeit nach Gl. (36)

$$c_0 = 0,97 \cdot \sqrt{2g h_0} = 0,97 \cdot \sqrt{19,62 \cdot 0,260} = 2,192 \sim 2,2 \text{ m}$$

Nach Gl. (41) wird die Breite des Einlaufes

$$b_0 = b - 0,1 \text{ m} = 3,330 - 0,1 = 3,230 \text{ m}$$

und hiermit nach Gl. (38) die Strahldicke

$$a_0 = \frac{Q}{b_0 \cdot c_0} = \frac{0,45}{3,23 \cdot 2,2} = 0,0633 \sim 0,063 \text{ m}$$

6. *Beispiel.* Es ist die Anzahl der Coulissencanäle des Einlaufes für ein rückschlächtiges Wasserrad Fig. 10, Taf. VI, zu bestimmen, für welches folgende Angaben gegeben, berechnet und beziehungsweise der Zeichnung entnommen sind:

$$Q = 0,8 \text{ kbm}; H = 5,2 \text{ m}; a = 0,41 \text{ m}; b = 3,35 \text{ m}; a_0 = 0,06 \text{ m};$$

$$h_1 = 0,3 \text{ m}; h_2 = 0,45 \text{ m}; h_3 = 0,59 \text{ m}$$

Es ist nach Gl. (41) die Breite der Ausflussöffnung der Coulissencanäle

$$b_0 = b - 0,1 \text{ m} = 3,35 - 0,1 = 3,25 \text{ m}$$

und hiermit nach Gl. (42) die Ausflussmenge für den ersten Coulissencanal

$$q_1 = 0,75 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2gh_1} = 0,75 \cdot 0,06 \cdot 3,25 \cdot \sqrt{19,62 \cdot 0,3} = 0,348 \\ \sim 0,35 \text{ kbm}$$

nach Gl. (43) die Ausflussmenge für den zweiten Coulissencanal

$$q_2 = 0,75 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot \sqrt{2gh_2} = q_1 \cdot \sqrt{\frac{h_2}{h_1}} = 0,35 \cdot \sqrt{\frac{0,45}{0,3}} = \\ = 0,428 \sim 0,43 \text{ kbm}$$

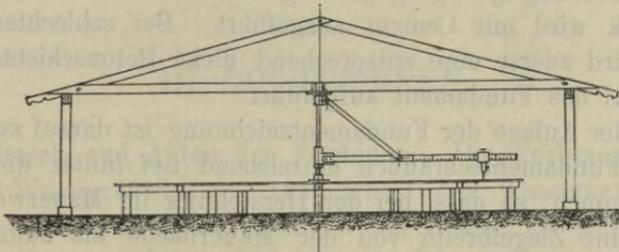
somit

$$q_1 + q_2 = 0,35 + 0,43 = 0,78 \text{ kbm}$$

also schon reichlich mehr als  $Q = 0,68 \text{ kbm}$  und es ist somit ausreichend für außergewöhnlichen größeren Wasserzufluss und niedrigeren Oberwasserspiegel noch den dritten Coulissencanal zuzugeben.

**7. Herstellung der Wasserräder.** *Eiserne Wasserräder* werden nach Bearbeitung ihrer Bestandtheile in der Maschinenwerkstätte

Fig. 28.



Radstuhl ( $\frac{1}{200}$  Ng.)

vollständig zusammengepasst, wobei es von Wichtigkeit ist, die zusammenstoßenden Enden durch Körnerschläge oder Buchstaben (Punzen) gehörig zu zeichnen, um bei der folgenden Montirung des Rades am Aufstellungsorte Fehlgriffe zu vermeiden. *Hölzerne Räder* werden am Aufstellungsplatze selbst zusammengepasst, nachdem die dabei in Verwendung kommenden in der Maschinenwerkstätte bearbeiteten Eisentheile dahin geschafft sind. Zum Anzeichnen oder Anreißen der Holzbestandtheile bedient man sich hierbei des in Fig. 28, Text, skizzirten *Radstuhles*, welcher in der Mitte eines runden in Arbeitshöhe ausgeführten hölzernen Tisches die Drehungsachse des Stangenzirkels trägt, dessen Stange, aus einer eingetheilten Latte gebildet, die Reißnadel oder den Zeichenstift trägt.

Bei der Montirung des Rades wird zuerst die Welle mit ihren Lagern am vorbereiteten Fundamente in die richtige Lage ge-

gebracht, um als Centrirachse für die übrigen Theile zu dienen. — Zur Erzielung genauer Fundamente ist es nothwendig nach der Fundamentzeichnung genaue Chablonen aus Brettern und Latten herzustellen, welche durch kreuzweise übergenagelte Latten oder Bretter und hierdurch gebildete unverschiebliche Dreiecke gegen die Formänderung gesichert sind. An diese Chablonen werden den im Mauerwerk auszusparenden Löchern der Fundamentschrauben entsprechend, Standhölzer mit viereckigem Querschnitt befestigt, welche bis auf die Sohle der Ankerkanäle hinabreichen. Diese Standhölzer erhalten dieselben Querschnittsdimensionen wie die im Mauerwerk auszusparenden Schraubenlöcher und werden beim Aufmauern des Fundamentes mit eingemauert, derart, dass sie nach oben herausgezogen werden können, wenn die Aufmauerung genügend hoch geführt ist. Das Fundament-Mauerwerk wird mit Cement ausgeführt. Bei schlechtem Baugrunde wird zuerst eine entsprechend dicke Betonschicht gelegt und darauf das Fundament aufgeführt.

Bei der Anlage der Fundamentzeichnung ist darauf zu achten, dass die Fundamentschrauben hinreichend tief hinter die Wandfläche kommen, so dass bei der Herstellung im Mauerwerk mindestens eine Ziegelbreite von der Mauerfläche bis zum auszusparenden Fundamentschraubenloch vorhanden ist und dass bei Verwendung von Quadern dasselbe hinreichend weit von der Steinkante absteht, damit der Stein beim Bohren des Schraubenloches mittels des Stoßbohrers nicht ausbricht. Es werden deshalb die Schraubenmittel mindestens 180 bis 200 mm von der Steinkante, beziehungsweise von der Wandfläche des Mauerwerkes, abstehend zu zeichnen sein. Die Ankerkanäle erhalten quadratischen Querschnitt mit 240 mm Quadratseite zum Einbringen der quadratischen oder länglichen Ankerplatten von 200 mm Breite.

**8. Anforderungen des Betriebes.** Bei bestimmtem Wasserzufluss entwickelt das Wasserrad eine bestimmte Arbeitsleistung und es ist deshalb nothwendig, die Schützenstellung bei wechselndem Kraftbedarf jeweilig nach dem erforderlichen Kraftbedarf zu reguliren und dies geschieht selbstthätig vermittels des Regulators, welcher auf die Stellvorrichtung einwirkt. Hierzu dient gewöhnlich ein langsam gehender Centrifugal-Regulator, welcher bei normalem Gange der Transmission nicht in die Stellvorrichtung eingreift,

dagegen bei schnellerem oder langsamerem Gange durch die Hül-  
senverschiebung den Antrieb der Stellvorrichtung nach der einen  
oder der entgegengesetzten Richtung einrückt.

Arbeitet das Wasserrad mit einer Dampfmaschine zusammen,  
so wird der Schützenregulator ausgerückt und die Regulirung für  
veränderlichen Kraftbedarf dem Regulator der Dampfmaschine  
allein überlassen.

Damit das Wasserrad nach seiner Abstellungen nicht in Folge  
undichten Schlusses der Schütze zeitweilig in Gang kommt, ist es  
angezeigt, den Zuflusscanal für die Zeit des Stillstandes zu ent-  
leeren.

---

### III. DIE TURBINEN.

**1. Zweck und Arten der Turbinen.** Die Turbinen dienen,  
wie die Wasserräder, zur Ausnützung der Wasserkräfte zum  
Fabriksbetriebe. Es sind jedoch im Gegensatze zu den Wasser-  
rädern, leichtere und schneller laufende Wassermotoren, bei wel-  
chen das Aufschlagwasser in setiger relativer Bewegung die Can-  
näle des Rades durchfließt und hierbei nicht durch Stoß, sondern  
allein durch Druck oder durch seine lebendige Kraft (actuelle  
Energie oder kinetische Energie,  $M \cdot \frac{c^2}{2}$ ) wirkt.

Die allgemein gebräuchlichen Arten der Turbinen lassen sich  
nach verschiedenen Gesichtspunkten systematisch eintheilen und zwar  
nach der Art der Beaufschlagung in *Achsialturbinen*, d. i. solche, bei  
welchen das Wasser das Turbinenrad in der Richtung der Tur-  
binenachse durchfließt, und *Radialturbinen*, d. i. solche, bei wel-  
chen das Wasser das Turbinenrad in radialer Richtung von innen  
nach außen (Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung) oder von  
außen nach innen durchfließt (Radialturbinen mit äußerer Beauf-  
schlagung); nach dem Umfange der Beaufschlagung in *Vollturbinen*,  
d. i. solche, bei welchen das Laufrad am ganzen Umfange gleich-  
zeitig beaufschlagt wird, und *Partialturbinen*, d. i. solche, bei wel-

chen nur einige Canäle an einer oder an zwei gegenüber liegenden Stellen des Laufrades gleichzeitig beaufschlagt werden; nach der Gefällshöhe und damit im Zusammenhange stehenden Art der Wasserzuführung in *Niederdruckturbinen*, d. i. solche mit offenem Einlauf, und *Hochdruckturbinen*, d. i. solche mit Röhreneinlauf, von 4<sup>m</sup> Gefälle aufwärts; ferner nach der Form der Schaufeln des Turbinenrades und der damit im Zusammenhange stehenden Wirkungsart des Wassers in *Reactionsturbinen*, *Actionsturbinen* oder *Druckturbinen* und *Grenzturbinen* oder Turbinen mit Haenel'schen Rückschaufeln, oder solche mit Kranzeinziehung oder Kranzeinschnürung, ferner nach der Aufstellung und Construction der Lagerung der Turbinenwelle in *Turbinen mit verticaler Welle* und *Turbinen mit horizontaler Welle*, *Turbinen mit Unterwasserzapfen* und *Turbinen mit Ueberwasserzapfen*, endlich nach der Aufstellung des Turbinenrades in *freihängende Turbinen*, bei welchen das Turbinenrad über dem Unterwasser in freier Luft läuft, *Turbinen im Unterwasser*, bei welchen das Turbinenrad im Unterwasser läuft und *Rohrturbinen*, d. i. Turbinen, bei welchen das Turbinenrad in einem Rohr (Saugrohr) eingeschlossen 6 bis 7 <sup>m</sup> hoch über dem Unterwasserspiegel angebracht ist.

Gewöhnlich werden die Turbinen im Hinblick auf ihre Detailconstruction nach ihrem Constructeur benannt und man unterscheidet in dieser Beziehung als wichtigste Arten derselben folgende acht:

a) Achsialturbinen

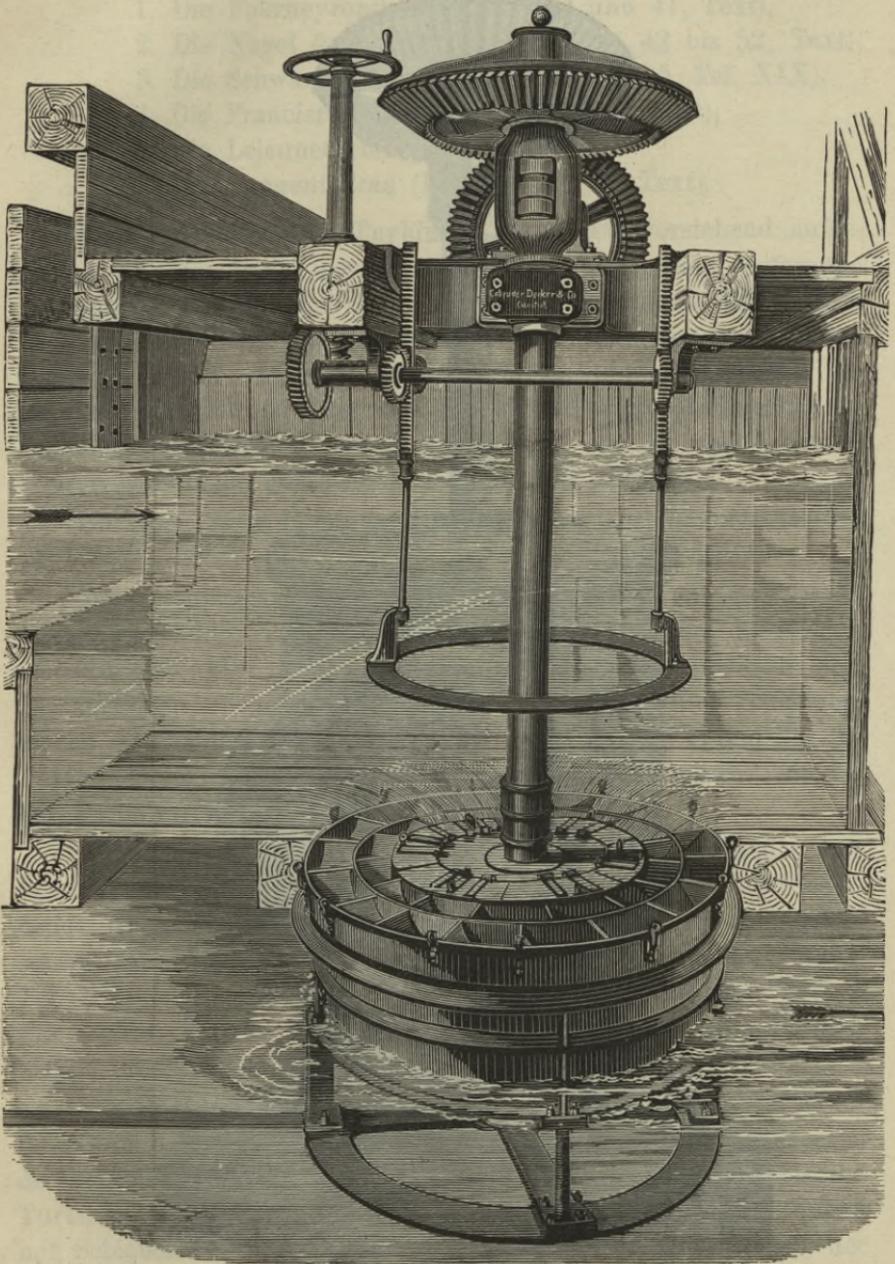
1. Die Henschel-Jonvalturbine oder kurzweg Jonvalturbine (Taf. XV und Fig. 29 und 30, Text),
2. Die Girardturbine\*) (Fig. 3 bis 7, Taf. XVI),

---

\*) Girardturbinen mit besonderen Detailconstructionen werden auch von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha unter dem Namen Knop-Turbinen und andere von H. Queva & Comp. in Erfurt unter dem Namen Queva-Turbinen ausgeführt.

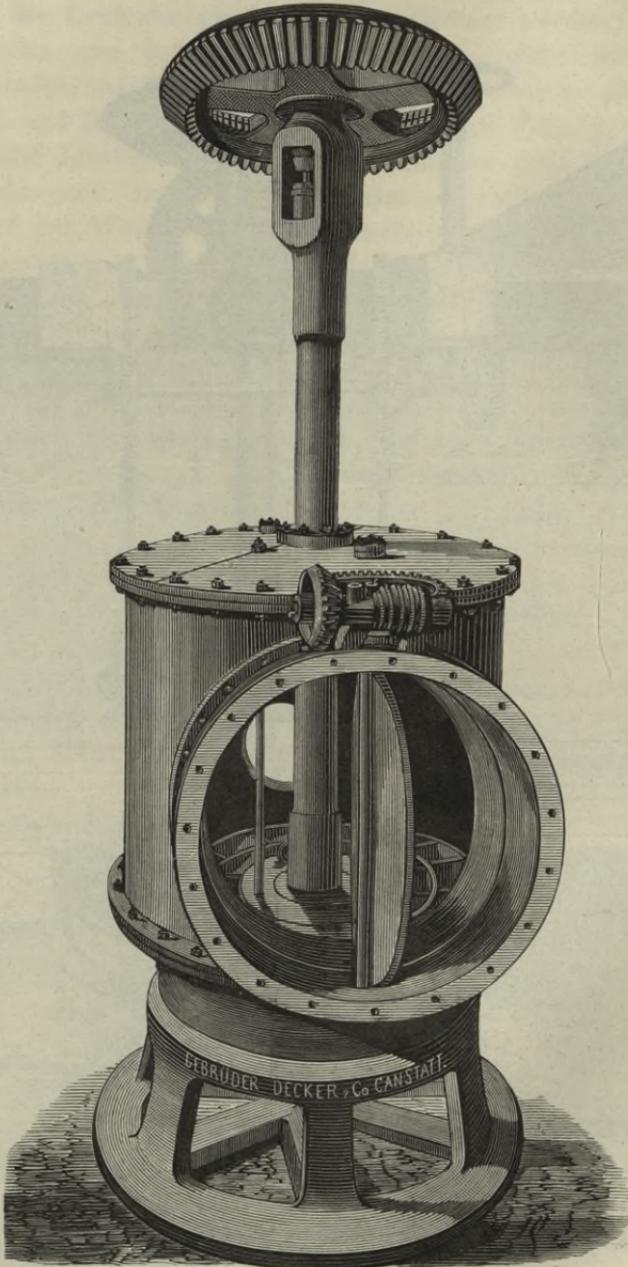
Die *Fontaineturbine*, welche wie die Girardturbine mit Ausweitung der Canäle (Fig. 5, Taf. XVI) jedoch mit gleichzeitig bewegten verticalen Schiebern (in jedem Leitcanal ein Schieber) zur Regulirung bei veränderlicher Wassermenge ausgeführt war, übrigens einer freihängenden Jonvalturbine gleicht, ist nur mehr geschichtlich interessant. Von Fontaine wurde übrigens auch der Ueberwasserzapfen angewendet und daher ist noch die Bezeichnung: *Fontaine'scher Ueberwasserzapfen*.

Fig. 29.



Jonvallturbine für Gefälle bis 5 m.

Fig. 30.



Jonvalturbine für Gefälle von mehr als 5 m.

## b) Radialturbinen

1. Die Fourneyronturbine (Fig. 40 und 41, Text),
2. Die Nagel & Kaemp-Turbinen (Fig. 42 bis 52, Text),
3. Die Schwammkrugturbine (Fig. 3 bis 5, Taf. XIX),
4. Die Francisturbine (Fig. 55 und 56, Text),
5. Die Lejeuneturbine,
6. Das Tangentialrad (Fig. 57 und 58, Text).

**2. Haupttheile der Turbinen.** Jede der vorstehend aufgezählten 8 Arten der Turbinen hat einen entsprechend geformten *Leitapparat* (Leitrad) mit *Leitschaufeln*, durch welche das Wasser in bestimmter Richtung in das *Turbinenrad* geleitet wird und letzteres enthält zwischen seinen Kränzen die entsprechend geformten gusseisernen oder aus Eisenblech (auch Stahlblech) hergestellten Schaufeln und ist mit seiner Nabe auf die volle schmiedeiserne oder hohle gusseiserne *Turbinenwelle* aufgekeilt.

Zwischen dem Leitapparate und dem Turbinenrade ist ein kleiner Zwischenraum von 3 bis 4 mm, der *Spalt*, vorhanden.

Der Leitapparat ist entweder in den offenen gewöhnlich aus Holz hergestellten Turbinenkasten eingehängt, wie bei der Niederdruckturbine, Fig. 3, Taf. XV, und Fig. 29, Text, oder in dem geschlossenen gewöhnlich aus Gusseisen hergestellten Turbinenkasten, wie bei der Hochdruckturbine, Fig. 2, Taf. XV, und Fig. 30, Text, oder er ist frei an den Rohrauslauf angeschlossen, wie bei der Partialturbine, Fig. 4, Taf. XVI.

Zum Anlassen und Abstellen der Turbine ist entweder eine *Schütze* am Ende des Zuflusscanals vorhanden, wie bei der Niederdruckturbine Fig. 29, Text, und Fig. 3, Taf. XVI, oder eine *Ring-schütze* am Ende des Saugrohres, wie bei der Rohrturbine, Fig. 1, Taf. XV, oder endlich eine *Drosselklappe* im Druckrohr, wie in Fig. 1, Taf. V, und Fig. 30, Text, gezeichnet oder eine Drosselklappe im Saugrohr.

Zur Regulierung der Turbinen für veränderlichen Wasserzufluss und bei veränderlichem Kraftbedarf dienen bei Vollturbinen die vorgenannten Schützen, bei nur zeitweilig voll beaufschlagten Turbinen, sowie bei Partialturbinen aber besondere Vorrichtungen mit Schiebern oder Klappen, vermittels welcher nach Bedarf der Wasserzufluss zu einigen oder mehreren Canälen des Leitapparates

abgesperrt werden kann, welche besondere Constructionsdetails bilden.

**3. Schaufelconstruction.** Es ist zunächst mit Bezug auf die Cotirung in Fig. 4 bis 7, Taf. XV, und Fig. 6 bis 8, Taf. XVI, festzustellen, unter welchem Winkel  $\alpha$  die Leitrad-schau-feln die Radebene oder bei Radialturbinen die Tangente an den Radkreis schneiden, ferner, unter welchem Winkel  $\beta$  die Laufradschau-feln die Radebene (oder bei Radialturbinen die Tangente an den Radkreis) an der Eintrittsstelle des Wassers und endlich unter welchem Winkel  $\delta$  sie die Radebene (oder bei Radialturbinen die Tangente an den Radkreis) an der Austrittsstelle schneiden.

Bezüglich des Winkels  $\beta$  ist zuerst maßgebend, ob die Turbine eine *Reactionsturbine* ist (Fig. 4 bis 7, Taf. XV), bei welcher das Wasser nicht mit der, der Druckhöhe des Wassers entsprechenden, sondern mit einer geringeren, absoluten Geschwindigkeit aus dem Leitapparat in das Laufrad eintritt, indem die Canäle des letzteren sich von der Eintrittsstelle des Wassers zur Austrittsstelle hin continuirlich verengen, also  $\beta \geq 90^\circ$  ergeben, und sohin in Folge der voll gefüllten Canäle eine Reaction eintritt, oder ob die Turbine eine *Actionsturbine* (Fig. 5 bis 8, Taf. XVI) ist, bei welcher das Wasser mit der ganzen der Druckhöhe des Wassers entsprechenden Geschwindigkeit frei aus dem Leitapparat in das Laufrad fließt und somit seine Wirkung nur durch seine lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie,  $M \cdot \frac{c^2}{2}$ ) ausübt, bei welcher ferner die Canäle des Laufrades sich zuerst erweitern und dann erst gegen die Austrittsstelle zu verengen, somit  $\beta < 90^\circ$  und zwar annähernd  $\beta = 2\alpha^*$  ist und die Canäle nicht mit Wasser voll gefüllt sind.

\*) Wenn man den Ueberdruck  $x$  (in Meter Wassersäulenhöhe) im Spalt (Spaltenüberdruck) in Betracht zieht, so erhält man hiefür, wenn annähernd die ganze Gefällshöhe  $H$  als Druckhöhe angenommen wird und  $c$  die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat und ferner  $g = 9,81$  die Acceleration der Schwere bezeichnet,

$$x = H - \frac{c^2}{2g}$$

und es ist für *Actionsturbinen* annähernd

Bezüglich des Zusammenhanges der Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  und der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Rades ist maßgebend, dass der Eintritt des Wassers in das Laufrad ohne Stoß erfolgt, wofür sich die Bedingung ergibt, dass die absolute Eintrittsgeschwindigkeit  $c$  des Wassers in das Rad die Resultierende sein muss von der re-

$$H = \frac{c^2}{2g}$$

und somit

$$\alpha = 0$$

d. h. es findet hierbei kein Spaltenüberdruck statt; dagegen ist für *Reactionsturbinen*

$$H > \frac{c^2}{2g}$$

und es findet somit ein Spaltenüberdruck

$$\alpha = H - \frac{c^2}{2g} \dots \dots \dots (1)$$

statt, so dass in Folge dessen durch den Spalt Wasser verspritzt würde, wenn derselbe in die freie Luft münden würde und keine Abdichtung vorhanden wäre.

Es ergibt sich ferner mit den Bezeichnungen nach Fig. 5 bis 7, Taf. XV. und XVI, für *Achsialturbinen*

$$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + (H - \frac{c^2}{2g}) \dots \dots \dots (2)$$

und hieraus

$$w_1^2 = w^2 - c^2 + 2gH \dots \dots \dots (2a)$$

weil hierbei ein Zuwachs an Geschwindigkeit durch den Spaltüberdruck erfolgt,

für *Radialturbinen*

$$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + (H - \frac{c^2}{2g}) + (\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g}) \dots \dots \dots (3)$$

und hieraus

$$w_1^2 = w^2 - c^2 + v_1^2 - v^2 + 2gH \dots \dots \dots (3a)$$

weil hierbei nicht allein durch den Spaltüberdruck ein Zuwachs an Geschwindigkeit erfolgt, sondern auch durch die Centrifugalkraft bei innerer Beaufschlagung ein Zuwachs an Geschwindigkeitshöhe  $(\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g})$  bei äußerer Beaufschlagung hingegen eine Abnahme an Geschwindigkeitshöhe

$$- (\frac{v^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}) = (\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v^2}{2g})$$

Setzt man nun nach obiger Gl. (155

$$w_1 = v_1$$

so ergibt die Gl. (3a

$$v^2 = w^2 - c^2 + 2gH \dots \dots \dots (4)$$

lativen Geschwindigkeit  $w$ , mit welcher das Wasser den Schaufeln des Laufrades entlang in die Canäle desselben einfließen soll und der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  des Rades an der Eintrittsstelle, wie in den Geschwindigkeitsparallelogrammen Fig. 5, Taf. XV, und Fig. 6, Taf. XVI, gezeichnet und cotirt. ( $\overline{Mv} = v$ ;  $\overline{Mc} = c$ ;  $\overline{Mw} = w$ .)

Bezüglich der Größe des Winkels  $\delta$  endlich ist maßgebend, dass die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $c_1$  des Wassers aus dem Turbinenrade, welche sich als die Resultirende der relativen Ge-

und durch Substitution des Wertes für  $w^2$  aus obiger Gl. (153 erhält man hieraus

$$c = \frac{2g H}{2v \cdot \cos \alpha} \dots \dots \dots (5)$$

und wenn man diesen Wert in obige Gl. (151 substituiert, ergibt sich ferner immer annähernd

$$v = \sqrt{\frac{2g H}{2 \cdot \frac{\sin \beta \cdot \cos \alpha}{\sin (\beta - \alpha)}}} \dots \dots \dots (6)$$

Hierbei ist immer der Spaltenüberdruck

$$x = H - \frac{c^2}{2g}$$

wie in Gl. (1 angegeben, also  $H > \frac{c^2}{2g}$ .

Soll nun der Spaltenüberdruck gleich Null sein, so ist, immer wieder annähernd,

$$H = \frac{c^2}{2g} \dots \dots \dots (7)$$

und wenn man hierin für  $c$  sich ergebenden Wert aus obiger Gl. (151 substituiert, so erhält man

$$H = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} \dots \dots \dots (8)$$

und durch Substitution des Wertes für  $v^2$  aus Gl. (6 in Gl. (8 und Reduction

$$\frac{\sin \beta}{2 \cdot \cos \alpha \cdot \sin (\beta - \alpha)} = 1 \dots \dots \dots (9)$$

woraus sich wie oben angegeben

$$\beta = 2\alpha \dots \dots \dots (10)$$

als Bedingung für die Actionsturbinen ergibt; während aus der Bedingung

$$H > \frac{c^2}{2g}$$

folgt

$$\beta > 2\alpha \dots \dots \dots (10a)$$

als Bedingung für die Reactionsturbinen.

schwindigkeit  $w_1$ , mit welcher das Wasser den Schaufeln entlang aus dem Turbinenrade austritt und der Umfangsgeschwindigkeit  $v_1$  des Rades an der Austrittsstelle ergibt, entsprechend klein ausfallen und möglichst nahe normal zur Radebene (oder Tangente an den Radkreis bei Radialturbinen) stehen soll (Fig. 5, Taf. XV, und Fig. 6, Taf. XVI;  $\overline{M_1 v_1} = v_1$ ;  $\overline{M_1 w_1} = w_1$ ;  $\overline{M_1 c_1} = c_1$ ). Es wird deshalb  $\delta$  so klein gemacht, als mit Rücksicht auf den Wasserausfluss noch zulässig und man wendet deshalb die insbesondere bei Girardturbinen gebräuchliche Ausweitung der Canäle an, wie in Fig. 5, Taf. XVI, gezeichnet, um mit einem möglichst kleinen Winkel  $\delta$  den hinreichend großen Austrittsquerschnitt zu erzielen.

Als Zusammenhang zwischen den Winkeln  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$ , den Halbmessern  $r$  und  $r_1$  und den Radbreiten  $b_1$  und  $b_2$  (Fig. 40 und 41, Text) gilt annähernd

für Radialturbinen mit Ausweitung (Fig. 3 bis 8, Taf. XIX)

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \quad \dots \quad (147^*)$$

\*) Wenn von der Schaufeldicke abgesehen wird, erhält man mit den Bezeichnungen wie in Fig. 41, Text, und Fig. 5, Taf. XV, cotirt, wonach

$e_1$  die Schaufeltheilung an der Eintrittsstelle,

$e_2$  die Schaufeltheilung an der Austrittsstelle,

$b_1$  die achsiale Radbreite an der Eintrittsstelle,

$b_2$  die achsiale Radbreite an der Austrittsstelle,

$r$  den Radhalbmesser an der Eintrittsstelle,

$r_1$  den Radhalbmesser an der Austrittsstelle,

$s_1$  die normale Canalweite an der Eintrittsstelle,

$s_2$  die normale Canalweite an der Austrittsstelle,

$w$  die relative Eintrittsgeschwindigkeit,

$w_1$  die relative Austrittsgeschwindigkeit,

$i_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{e_1}$  die Anzahl der Schaufeln des Turbinenrades,

$F_1 = i_1 \cdot s_1 \cdot b_1$  den Durchflussquerschnitt an der Eintrittsstelle für die relative Geschwindigkeit  $w$ ,

$F_2 = i_1 \cdot s_2 \cdot b_2$  den Durchflussquerschnitt an der Austrittsstelle für die relative Geschwindigkeit  $w_1$ ,

$Q$  die pro Secunde durchfließende Wassermenge in Kubikmeter, bezeichnen, die Gleichungen:

$$s_1 = i_1 \cdot e_1 \cdot \sin \beta$$

$$s_2 = i_1 \cdot e_2 \cdot \sin \delta$$

$$F_1 = i_1 \cdot e_1 \cdot b_1 \cdot \sin \beta$$

für Radialturbinen ohne Ausweitung (Fig. 40 und 41, Text)

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \dots \dots \dots (148)$$

für Achsialturbinen mit Ausweitung (Fig. 5 bis 8, Taf. XVI)

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \cdot \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \dots \dots \dots (149)$$

für Achsialturbinen ohne Ausweitung (Fig. 4 bis 7, Taf. XV.)

$$\sin \delta = \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \dots \dots \dots (150)$$

$$\begin{aligned} F_2 &= i_1 \cdot e_2 \cdot b_2 \cdot \sin \delta \\ Q &= F_1 \cdot w = i_1 \cdot e_1 \cdot b_1 \cdot w \cdot \sin \beta \\ Q &= F_2 \cdot w_1 = i_1 \cdot e_2 \cdot b_2 \cdot w_1 \cdot \sin \delta \end{aligned}$$

und hiermit

$$\sin \delta = \left(\frac{e_1}{e_2}\right) \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \left(\frac{w}{w_1}\right) \cdot \sin \beta \dots \dots \dots (1)$$

Berücksichtigt man nun, dass nach obiger Gl. (157)

$$v = \left(\frac{r}{r_1}\right) \cdot v_1$$

und nach Gl. (152)

$$w = v \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} = \left(\frac{r}{r_1}\right) \cdot v_1 \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)}$$

und ferner auch

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{r}{r_1}$$

endlich nach obiger Gl. (155)

$$w_1 = v_1$$

ist, und substituirt diese Werte in die Gl. (1 so erhält man

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{\sin \alpha \cdot \sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} \dots \dots \dots (2)$$

Nun ist aber nach den Regeln der Goniometrie

$$\sin (\beta - \alpha) = \sin \beta \cos \alpha - \cos \beta \sin \alpha \dots \dots \dots (3)$$

und hiermit

$$\frac{\sin \alpha \cdot \sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta}$$

und wenn man diesen Wert in Gl. (3 substituirt, so erhält man obige Gl. (147, nämlich

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \dots \dots \dots (4)$$

für Radialturbinen ohne Ausweitung ist hierin

$$b_1 = b_2$$

zu setzen und man erhält hiermit obige Gl. (148, nämlich

Bei Achsialturbinen erfolgt die Schaufelconstruction für die vorgenannten Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  zunächst in dem sogenannten *developirten Schaufelplane*, d. i. in demjenigen abgewickelten Cylinderschnitt, welchen eine Cylinderfläche vom mittleren Halbmesser  $R$  (Fig. 4, Taf. XV und Fig. 5, Taf. XVI) des Turbinenrades ergibt, wie in Fig. 5 und hiernach in Fig. 6, Taf. XV, gezeichnet und hieraus wird die Form der Schaufelcurven am inneren Kranze (Fig. 7, Taf. XV und Fig. 8, Taf. XVI) des Turbinenrades nach den Regeln der darstellenden Geometrie entwickelt, indem die Schaufelflächen als windschiefe Flächen gebildet werden, deren Erzeugende senkrecht zur Radachse steht und deren Leitlinien die Schaufelcurven des developirten Schaufelplanes (Cylinder-

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \quad \dots \quad (5)$$

Für Achsialturbinen mit Ausweitung (Fig 5 bis 8, Taf. XVI) treten in Gl. (4 die radialen Weiten  $a_1$  und  $a_2$  an die Stelle der achsialen Weiten  $b_1$  und  $b_2$ , ferner ist hierfür

$$r = r_1 = R$$

und man erhält hiermit aus Gl. (4 obige Gl. (149, nämlich

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \cdot \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \quad \dots \quad (6)$$

Endlich ist für Achsialturbinen ohne Ausweitung (Fig. 4 bis 7, Taf. XV) in Gl. (6 zu setzen

$$a_1 = a_2$$

und man erhält hiermit obige Gl. (150, nämlich

$$\sin \delta = \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} \quad \dots \quad (7)$$

Für Actionsturbinen (Fig. 6, Taf. XVI) ist nach Gl. (10 Note Seite 110

$$\beta = 2\alpha$$

und wenn man diesen Wert in die vorstehenden Gl. (4 bis (7 substituiert, erhält man der Reihe nach

*speciell für Actionsturbinen*, und zwar

für Radialturbinen mit Ausweitung

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \left(\frac{b_1}{b_2}\right) \cdot \sin 2\alpha \quad \dots \quad (8)$$

für Radialturbinen ohne Ausweitung

$$\sin \delta = \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 \cdot \sin 2\alpha \quad \dots \quad (9)$$

für Achsialturbinen mit Ausweitung

$$\sin \delta = \left(\frac{a_1}{a_2}\right) \cdot \sin 2\alpha \quad \dots \quad (10)$$

schnitt vom mittleren Halbmesser  $R$ ) und die Radachse sind. Für die Herstellung der Turbine müssen die beiden Schnitte in Naturgröße gezeichnet werden.

Es ergibt sich nun aus den Geschwindigkeitsparallelogrammen allgemein der Zusammenhang

für den Eintritt des Wassers

$$v = c \cdot \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \dots \dots \dots (151)$$

$$c = v \cdot \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)} \dots \dots \dots (151a)$$

$$w = v \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} \dots \dots \dots (152)$$

$$w^2 = c^2 + v^2 - 2 \cdot c \cdot v \cdot \cos \alpha \dots \dots \dots (153)$$

für den Austritt des Wassers, damit  $c_1$  und der damit im Zusammenhange stehende Effektverlust möglichst klein wird,

$$\left. \begin{aligned} w_1^2 &= c_1^2 + v_1^2 \\ v_1 &= w_1 \cdot \cos \delta \\ c_1 &= w_1 \cdot \sin \delta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (154)$$

und annähernd für  $c_1 = 0$

$$w_1 = v_1 \dots \dots \dots (155)$$

und  $\delta$  möglichst klein.

Hierbei ist für *Achsialturbinen*,

$$v_1 = v \dots \dots \dots (156)$$

weil hier der Austritt des Wassers, sowie der Eintritt desselben an den Schaufelcurven des developirten Schaufelplanes im Cylinderschnitt vom mittleren Halbmesser  $R$  in Betracht steht.

Hingegen ist für *Radialturbinen*

$$v_1 = \left(\frac{r_1}{r}\right) \cdot v \dots \dots \dots (157)$$

wenn  $r$  den Halbmesser des Radkreises an der Eintrittsstelle und  $r_1$  den Halbmesser des Rades an der Austrittsstelle bezeichnet, wie in Fig. 41, Text (S. 124), cotirt.

Man erhält gute Verhältnisse, wenn man die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\delta$  innerhalb folgender Grenzen nimmt u. zw.:

für *Reactionsturbinen* innerhalb der Grenzen des Gefälles  $H = 0,75^m$  bis  $12^m$  und  $Q > 1^{kbn}$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 15 \text{ bis } 24^{\circ} \\ \beta = 90 \text{ bis } 120^{\circ} \\ \delta = 13 \text{ bis } 24^{\circ} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (158)$$

wobei für größere Gefälle und kleinere Wassermengen die kleineren Werte für  $\alpha$  und  $\delta$  gelten und umgekehrt;

für *Actionsturbinen* innerhalb der Grenzen des Gefalles  $H = 0,75$  bis  $14^m$  und  $Q > 1^{kbn}$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 15 \text{ bis } 30^{\circ} \\ \beta = 2\alpha \\ \delta = 13 \text{ bis } 28^{\circ} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (159)$$

wobei wieder für größere Gefälle und kleinere Wassermengen die kleineren Werte von  $\alpha$  und  $\delta$  gelten und umgekehrt;

für *achsiale Partialturbinen* (Girardturbinen) innerhalb der Grenzen des Gefalles  $H = 5$  bis  $100^m$  und  $Q < 1^{kbn}$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 13 \text{ bis } 20^{\circ} \\ \beta = 2\alpha \\ \delta = 12 \text{ bis } 18^{\circ} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (160)$$

für *radiale Partialturbinen* mit innerer Beaufschlagung (Schwammkrugturbinen mit Ausweitung als Girardturbinen)

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 22 \text{ bis } 30^{\circ} \\ \beta = 2\alpha \\ \delta = 12 \text{ bis } 18^{\circ} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (160a)$$

für *radiale Partialturbinen* mit äußerer Beaufschlagung (Tangentialrad mit Ausweitung als Girardturbinen)

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 12 \text{ bis } 16^{\circ} \\ \beta = 2\alpha \\ \delta = 15 \text{ bis } 24^{\circ} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (160b)$$

Ist nun die Schaufeltheilung bestimmt und die Größe der Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  festgesetzt, so erfolgt die Schaufelconstruction für das Turbinenrad am einfachsten mittels eines Kreisbogens, dessen Tangente an der Eintrittsstelle mit der Radebene (oder Tangente an den Radkreis bei Radialturbinen) den Winkel  $\beta$  einschließt und an der Austrittsstelle in dem Punkte, in welchem die unter dem Winkel  $\delta$  gezogene Gerade von der dazu Normalen des nächstfolgenden Schaufeltheilungspunktes getroffen wird mit der Geraden, die mit der Radebene den Winkel  $\delta$  einschließt, zusammenfällt. Für die Schaufeln des Leitapparates gilt dieselbe Construction, nur ist  $90^{\circ}$  statt  $\beta$  und  $\alpha$  statt  $\delta$  zu nehmen.

Man erhält hierzu den Mittelpunkt des Krümmungskreises, wenn man mit den Bezeichnungen in Fig. 5, Taf. XV und Fig. 6, Taf. XVI

$$\varphi = \frac{1}{2} (\beta + \delta) \dots \dots \dots (161^*)$$

macht und auf die dadurch erhaltene Sehne des Kreisbogens in ihrem Halbirungspunkte eine Senkrechte errichtet, wie in Fig. 5, Taf. XV und Fig. 6, Taf. XVI, durchgeführt ist. Beim Leitapparat fällt  $O'$  in die Radebene, wie in Fig. 5, Taf. XV und Fig. 6, Taf. XVI zu ersehen, in welcher  $A' B' = e$ ;  $B' C' \perp A' C'$  und  $O' D' = O' C'$  der Krümmungshalbmesser ist. Zu dieser so erhaltenen Schaufelcurve wird in der Richtung von  $v$  in der Entfernung gleich der Schaufeldicke eine Aequidistante gezogen und die Schaufel nach der Eintrittsstelle am Rücken zugespitzt, wie in Fig. 5, Taf. XV, gezeichnet.

\*) Macht man in Fig. 5, Taf. XV und Fig. 6, Taf. XVI,  $AB = e_2$  gleich der Schaufeltheilung an der Austrittsstelle  $\sphericalangle BAC = \delta$ ;  $BC \perp AC$ , so ist  $C$  der Anschlusspunkt des Krümmungskreises und in der Verlängerung der Geraden  $BC$  liegt der Krümmungsmittelpunkt  $O$ . Zieht man nun die Gerade  $CD$  so, dass selbe mit der Geraden  $CO$  den Winkel  $DCO = \varphi = \frac{1}{2} (\beta + \delta)$  einschließt, so ist  $CD$  schon die Sehne desjenigen Kreises, dessen Tangente im Punkte  $D$  den Winkel  $\beta$  mit der Radebene einschließt und die Senkrechte  $OE$  im Halbirungspunkte  $E$  dieser Sehne ergibt, in ihrem Schnittpunkte mit der Geraden  $BCO$  schon den gesuchten Mittelpunkt  $O$  und es ist  $OC = OD$  der gesuchte Krümmungshalbmesser des Schaufelkreises. Man erhält nämlich, wenn man noch die Gerade  $OF \perp AB$  durch  $O$  zieht,

$$\begin{aligned} \sphericalangle BOF &= \delta \\ \sphericalangle DOF &= 180^\circ - \beta \end{aligned}$$

und somit

$$\sphericalangle COD = \sphericalangle DOF - \sphericalangle BOF = 180^\circ - \beta - \delta$$

also weiter weil das  $\triangle DCO$  gleichschenkelig ist

$$\sphericalangle EOC = \frac{1}{2} \sphericalangle DOC = \frac{1}{2} (180 - \beta - \delta) = 90^\circ - \frac{1}{2} (\beta + \delta)$$

Nun ist aber aus dem bei  $E$  rechtwinkeligen  $\triangle EOC$  auch

$$\sphericalangle ECO = 90^\circ - \sphericalangle EOC$$

d. h.

$$\varphi = \frac{1}{2} (\beta + \delta)$$

wie oben in Gl. (161) angegeben.

Für die sogenannten *Grenzturbinen* oder Turbinen mit Haenelschen Rückschaufeln, bei welchen der Schaufelrücken so geformt ist, dass die Canäle voll gefüllt sind, obwohl die Vorderseite derselben wie die Schaufelfläche der Actionsturbinen gebildet ist, oder bei Turbinen mit Einziehung des Kranzes, welche daher sowohl wie die Reactionsturbinen voll beaufschlagt im Unterwasser laufen,\*) als auch mit partieller Beaufschlagung wie die Actionsturbinen arbeiten können, gelten ebenfalls die Angaben wie für Actionsturbinen. Fig. 36 und 38a, Text, zeigen die Schaufelform der Grenzturbinen mit Rückschaufeln, Fig. 37 und 38b jene für Grenzturbinen mit Einziehung des Kranzes.

Weil die Canäle des Turbinenrades der Actionsturbinen nicht mit Wasser ausgefüllt sind, so können diese nur in freier Luft arbeiten, und um in dem nicht mit Wasser gefüllten Raum der Canäle des Turbinenrades stets sicher Luft zu haben und so den freien Durchfluss des Aufschlagwassers nicht zu behindern, werden nach Girard in den Kränzen des Turbinenrades Ventilationsöffnungen\*\*) angebracht, wie in Fig. 5 und 6, Taf. XVI, gezeichnet.

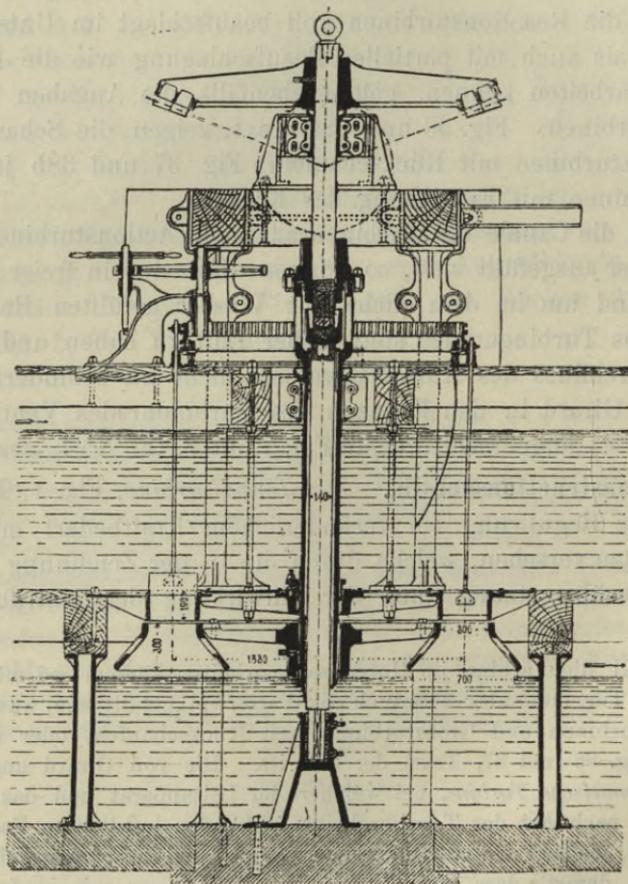
**4. Constructionsdetails.** *Die Jonvallturbine*, Fig. 1, Taf. XV, ist für die Regulirung bei veränderlichem Kraftbedarf mit einer Ringschütze versehen, welche durch die in der Zeichnung ersichtliche Räderübersetzung unter der Einwirkung des Centrifugal-Re-

\*) Soll die Turbine im Unterwasser arbeiten können, so müssen die Canäle des Turbinenrades sämmtlich mit Wasser voll gefüllt sein, was nur bei Reactionsturbinen und Grenzturbinen (mit Rückschaufeln oder mit Einziehung Fig. 36 und 37, Text) der Fall ist. Die von Girard angegebene *Hydropneumatische Turbine*, bei welcher der Leitapparat und das Laufrad von einem nach Art der Taucherglocke wirkenden luftdichten Kasten umgeben sind, welcher in das Unterwasser taucht und mit comprimierter Luft erfüllt ist, derart, dass die Turbine im Unterwasser wie in freier Luft läuft, ist complicirt und wohl nur mehr geschichtlich interessant. Partialturbinen müssen stets Actionsturbinen sein.

\*\*) Freihängende Actionsturbinen (Fig. 3, Taf. XVI) und insbesondere Partialturbinen (Fig. 4, Taf. XVI) werden gewöhnlich mit Ausweitung der Canäle und Ventilationsöffnungen in den Seitenkränzen des Turbinenrades (Fig. 5 bis 7, Taf. XVI) oder Luftzufuhr von oben (Fig. 4, Taf. XVIII) ausgeführt, sie werden deshalb auch gewöhnlich insgesamt Girardturbinen benannt und hierher gehören von den auf S. 107 angegebenen Arten auch das Tangentialrad und die Schwammkrugturbine.

gulators steht. Bei der Hochdruckturbine Fig. 2, Taf. XV, erfolgt die Regulirung für veränderlichen Kraftbedarf durch die Drosselklappe im Druckrohr.

Fig. 31



Girardturbine der Mühle in Langenargen (am Bodensee) ausgeführt von der Maschinen-Werkstätte St. Georgen bei St. Gallen, mit offenem Einlauf.

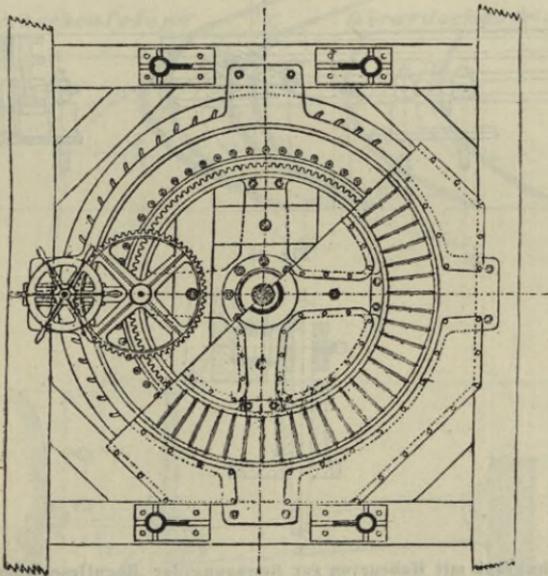
Die Jonvalturbine, Fig. 3, Taf. XV und Fig. 1, Taf. XVI, ist zur Regulirung für veränderliche Wassermengen mit zwei Abtheilungen ausgeführt, deren eine (die innere) durch eine Anzahl eiserner Deckel abgedeckt werden kann, wenn der Wasserzufluss geringer ist. Fig. 29, Text, (Seite 105) zeigt eine ähnlich einge-

richtete Niederdruck- und, Fig. 30, Text, (Seite 103) eine Hochdruckturbinen im perspectivischen Bilde.

Zur Abdichtung der Turbinenwelle gegen den Leitapparat ist in Fig. 1, Taf. XV, ein Rohr, in Fig. 2, Taf. XV, eine Stopfbüchse, und in Fig. 4, Taf. XV, ein Lederstulp vorhanden.

Die *Girardturbinen*, Fig. 3, Taf. XVI und Fig. 3 und 4, Taf. XVIII, und Fig. 31 und 32, Text,\*) enthalten zur Regulierung

Fig. 32



Grundriss der Girardturbinen nach Fig. 31, Text.

$$H = 1,56 \text{ m ;}$$

$$N_n = 15 \text{ bis } 48 \text{ e ;}$$

$$n = 28,5$$

$$Q = 1 \text{ bis } 3 \text{ kbm/Sec.}$$

$$R = 915 \text{ mm}$$

bei veränderlichem Wasserzufluss in jedem Leitcanal einen verticalen Schieber, welcher in größerem Maßstabe in Fig. 5 und 6, Taf. XVI, ersichtlich ist. Das Detail der Schieberbewegung mittels des Zahnkranzes, der am äußeren Umfang die Hubcurven trägt, ist aus Fig. 33 bis 35, Text, (Seite 120) zu ersehen.

\*) Nach *Uhland's Handbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur* und *Meissner, Hydraulik.*

Die Hubcurve ist doppelt angeordnet, so dass stets zwei diametral gegenüberliegende Schieber gleichzeitig bewegt werden.

Bei der Girardturbine Fig. 8, Taf. XX, erfolgt die Regulirung durch Drehklappen, wovon in jedem Leitcanal eine vorhanden ist. An der Achse jeder Drehklappe sitzt eine Kurbel mit Kugelnzapfen, welche letzterer in die Nuth der Hubcurve eingreift, deren Drehung durch Schnecke und Schneckenrad erfolgt. Ein Zeiger

Fig. 33.

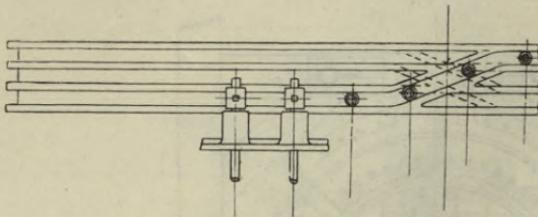


Fig. 34.

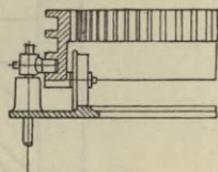
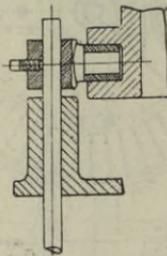


Fig. 35.



Zahnkranz mit Hubcurven zur Bewegung der Regulirschleber.  
(Zur Girardturbine Fig. 30 und 31, Text.)

lässt auf einer angebrachten Scala erkennen, wieviel Canäle offen sind.

Bei der Grenzturbine, Fig. 7, Taf. XX, erfolgt der Abschluss der aufeinander folgenden Leitcanäle an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen durch entsprechend breite Lederstreifen, welche von Conussen abgewickelt werden und umgekehrt.

Bei der Girardturbine, Fig. 2, Taf. XVIII, und Fig. 1 und 2, Taf. XIX, erfolgt die Regulirung durch Sattelschieber und Fig. 3 und 4, Taf. XIX, zeigt die zugehörige Detailconstruction des Leitapparates.

Bei den Girardturbinen (Partialturbinen) Fig. 4, Taf. XVI,

und Fig. 1 bis 5, Taf. XVII, geht der Leitapparat nur über einen Theil des Radumfanges und die Regulirung für veränderliche Wassermenge erfolgt durch einen flachen Schieber, welcher durch ein Stück eines flachen Kreisringes gebildet ist, wie insbesondere

Fig. 36.

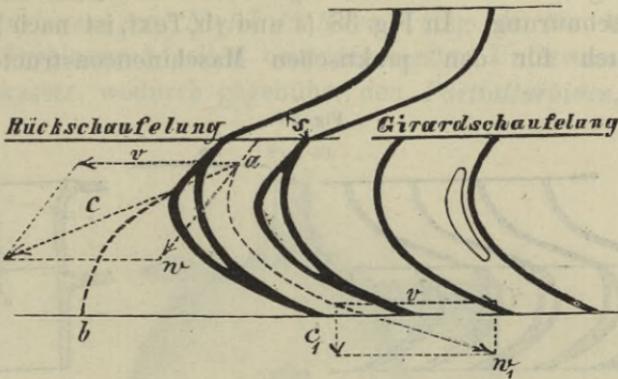
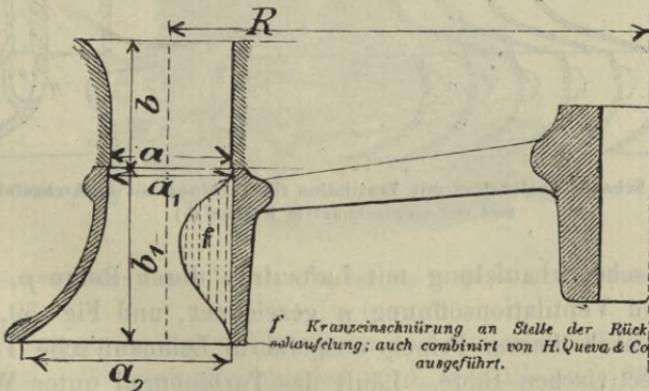


Fig. 37.



Constructionsdetails für Achsialturbinen von H. Queva & Co. in Erfurt.

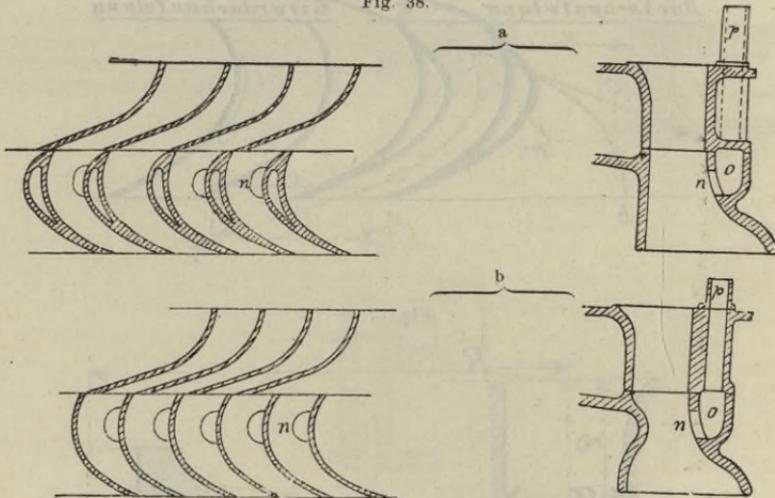
(Fig. 36 und 37.)

in Fig. 1, Taf. XVI, zu ersehen, und durch ein Zahnradsegment und Getriebe etc. im Kreise so über die Canäle des Leitapparates hinbewegt wird, dass ein Canal nach dem anderen für den Wasserzufluss abgesperrt wird.

Fig. 5 und 6, Taf. XVI, zeigen die Girardschaufelung mit seitlichen Ventilationsöffnungen für freihängende Turbinen, d. i.

für solche, bei welchen das Turbinenrad nicht in das Unterwasser taucht. In Fig. 36, Text, ist bei a) die Rückschaufelung gezeichnet, welche statt der bei (b gezeichneten Girardschaufelung anzuwenden ist, wenn die Turbine auch im Unterwasser arbeiten muss (Grenzturbine) und Fig. 37, Text., zeigt die an Stelle der Rückschaufelung für Grenzturbinen angewendete Kranzeinziehung oder Kranzeinschnürung. In Fig. 38 (a und (b, Text, ist nach „Uhland's Skizzenbuch für den praktischen Maschinenconstructeur“ die

Fig. 38.



Lehmann's Schaufelconstruction mit Ventilation für Turbinen mit Rückschaufeln (a)  
und mit eingeschnürtem Kranze (b)

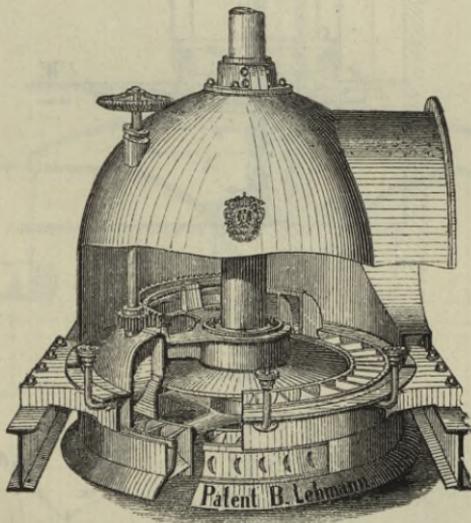
Lehmann'sche Schaufelung mit Luftzutritt durch Rohre  $p$ , Hohlring  $o$  und Ventilationsöffnung  $n$  gezeichnet, und Fig. 39, Text, zeigt die nach diesem Princip ausgeführte Lehmann'sche Turbine in perspectivischen Bilde. Läuft das Turbinenrad unter Wasser, so füllen sich die Hohlräume des Rades mit Wasser und die Turbine arbeitet wie eine Grenzturbine mit Rückschaufeln oder mit Kranzeinziehung oder Kranzeinschnürung.

In Fig. 40 u. 41, Text, (S. 124) ist die *Fourneyronturbine* schematisch dargestellt, um das Prinzip derselben vor Augen zu führen. Die Ringschütze  $S$ , an welcher sich Holzbacken zur besseren Einführung des Wassers befinden, die sich zwischen die Leitschaufeln hineinschieben, bewegt sich in dem Zwischenraum zwischen dem

Leitapparat und dem Turbinenrad. Diese Turbine ist wohl nur mehr geschichtlich interessant.

In den Fig. 42 bis 52, Text, sind die *Nagel & Kaemp-Turbinen*, d. i. Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung und Wasserzuführung von unten dargestellt. Dieselben zeigen diesem Turbinensystem eigenthümliche, bewährte Constructionsdetails. Bei den *Vollturbinen von Nagel & Kaemp* (Fig. 42 bis 49, Text) läuft das Turbinenrad selbst beim niedrigsten Unterwasserspiegel im Unterwasser, wodurch gegenüber den *Partialturbinen*, Fig. 50

Fig. 39.

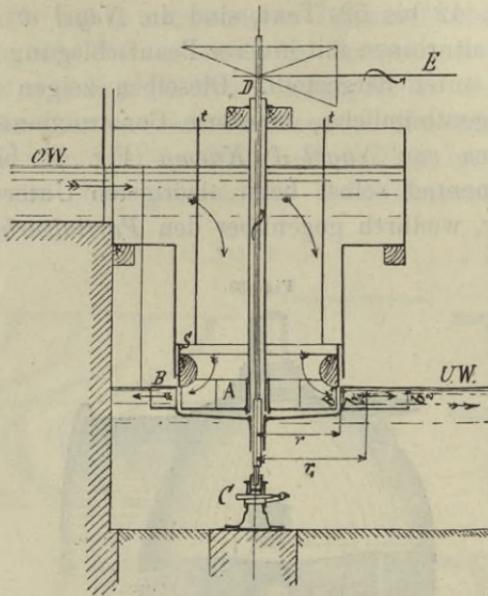
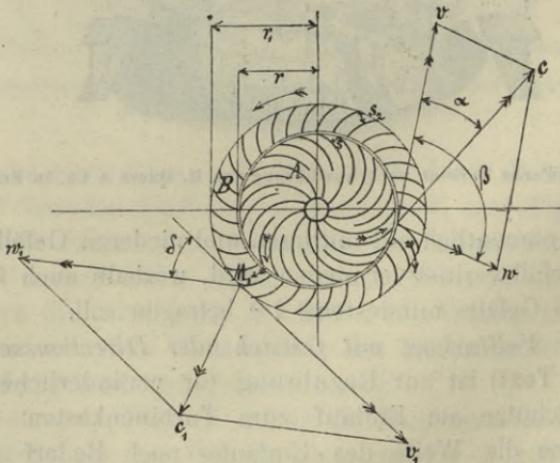


Lehmann'sche Turbine nach Ausführung von H. Queva & Co. in Erfurt.

bis 53, Text, namentlich mit mittleren und niederen Gefällen ein bedeutender Gefällsverlust vermieden wird, weshalb auch für Partialturbinen das Gefälle mindestens 4<sup>m</sup> betragen soll.

Bei der *Vollturbine mit feststehender Directionsscheibe* (Fig. 42 und 43, Text) ist zur Regulirung für veränderlichen Kraftbedarf eine Schütze am Einlauf zum Turbinenkasten vorhanden, durch welche die Weite des Einlaufes nach Bedarf mehr oder weniger geöffnet wird.

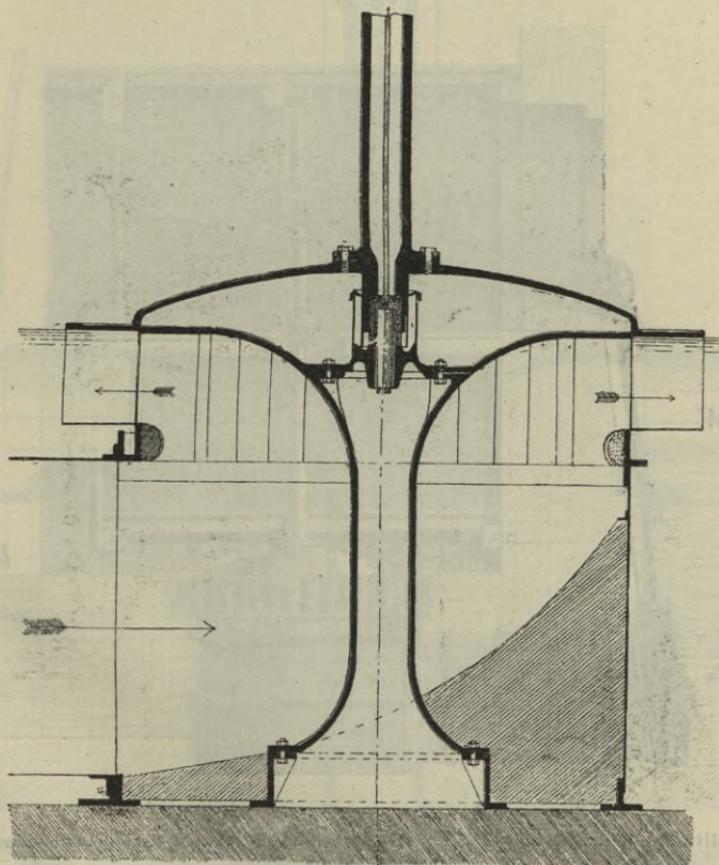
Die Anwendung derselben ist auf solche Fälle beschränkt, in welchen entweder ein sehr gleichmäßiger Wasserzufluss (con-

Fig. 40.  
Verticallschnitt.Fig. 41.  
Schaufelplan.Fourneyronturbine  
(Fig. 40 und 41.)

A Leitapparat, B Turbinenrad; C Spurlager (Unterwasserzapfen); D Turbinenwelle;  
E Transmissionswelle; S Ringschütze; tt Zugstangen zur Bewegung der Ringschütze.

stante Wassermenge) bei gleichbleibendem Gefälle vorhanden ist, oder wo eine Oekonomie im Wasserverbrauch bei reducirtem Kraftbedarf wertlos wäre, weil Wasser jederzeit reichlich und im Ueberfluss vorhanden ist. Der Turbinenkasten in Fig. 42, Text, ist zur

Fig. 42.

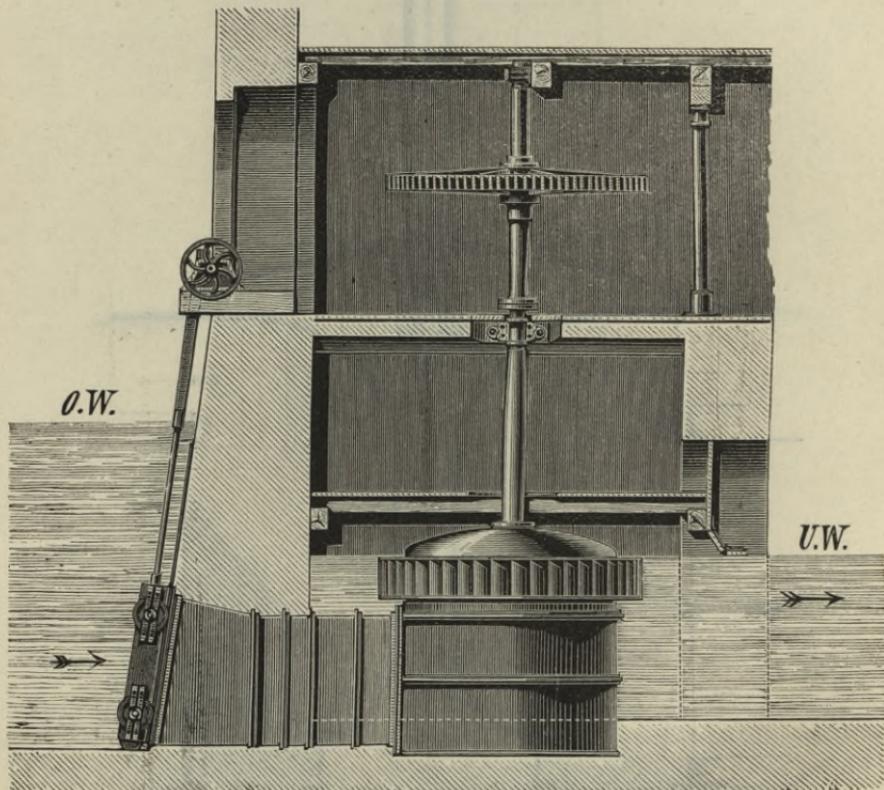


Vollturbine mit feststehender Directionsscheibe von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Verticalschnitt.)

besseren Führung des Wassers mit Cement theilweise ausgefüllt. Die aus Eisenblech hergestellten Leitschaufeln sind oben in die Directionsscheibe eingezapft und unten an den zur Führung des Wassers dienenden Ring befestigt.

Die *Vollturbinen mit Regulierung durch bewegliche Directionsscheibe, Zwischenboden im Laufrad und Pneumatisation* (Fig. 44 und 45, Text) hat als besonderes Constructionsdetail die als Leitapparat wirkende bewegliche Directionsscheibe, welche auf einer hohlen gusseisernen Säule im Turbinenkasten vertical ge-

Fig. 43.

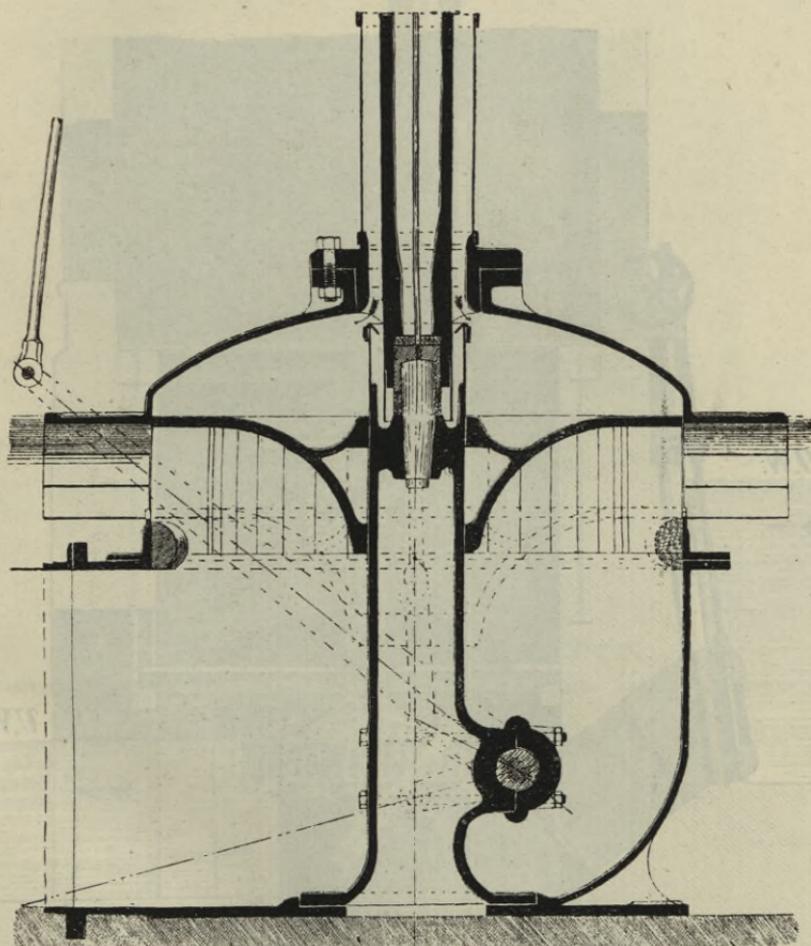


Vollturbine mit feststehender Directionsscheibe von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Disposition.)

führt und mittels Hebel bewegt wird, wie in Fig. 44 und 45, Text, ersichtlich ist. Ist das Turbinenrad wie in Fig. 44 in drei Etagen getheilt, so arbeitet die Turbine je nach der Stellung der Directionsscheibe wie eine correct gebaute Turbine für  $\frac{1}{3}$  oder  $\frac{2}{3}$  oder für die volle Aufschlagwassermenge. Hierbei kann man darauf rechnen, dass der Wirkungsgrad, wenn er bei voller Beauf-

schlagung mit  $\eta = 0,75$  angenommen wird, bei  $\frac{2}{3}$  Beaufschlagung noch 0,73 und bei  $\frac{1}{3}$  Beaufschlagung noch rund 0,70 beträgt. Bei dieser Turbine erfolgt durch das die hohle Turbinenwelle um-

Fig. 44.

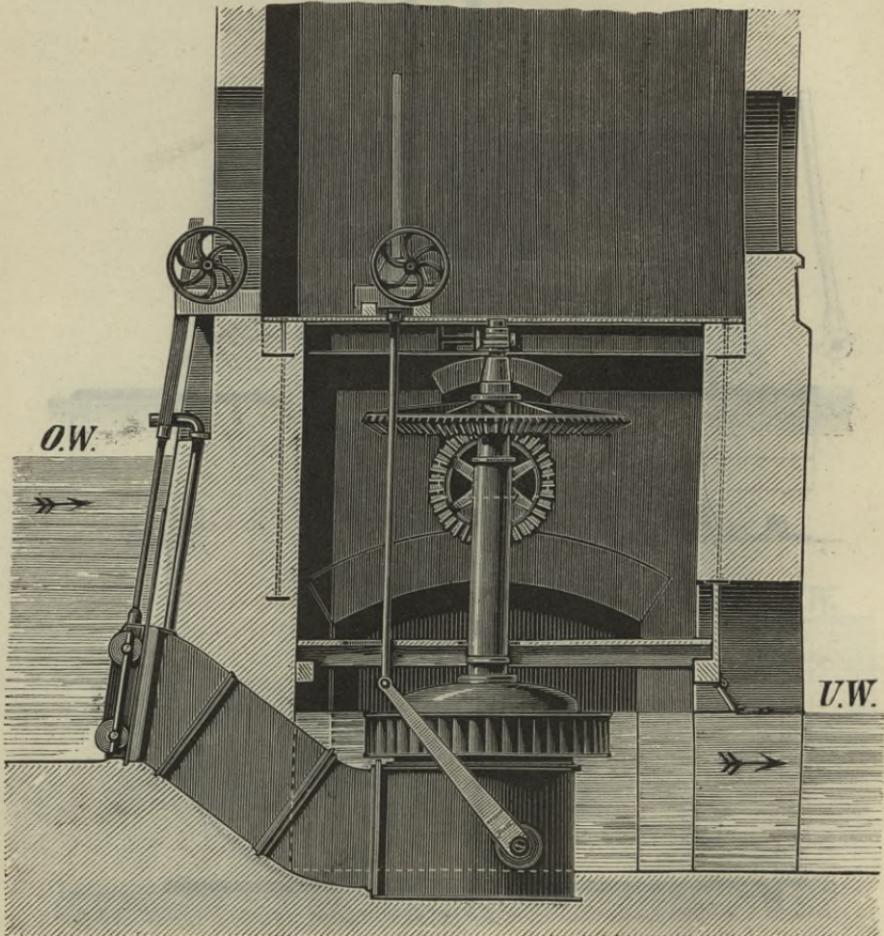


Vollturbine mit Regulirung durch bewegliche Directionsscheibe, Zwischenböden im Laufrade und Pneumatisation von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Verticalschnitt.)

gebende Rohr die Zuführung von Luft in den Hohlraum zwischen der Armscheibe des Turbinenrades und der Directionsscheibe, wie in Fig. 44, Text, durch Pfeile angedeutet (Pneumatisation), um zu

bewirken, dass diese Turbine auch bei  $\frac{2}{3}$  oder  $\frac{1}{3}$  Beaufschlagung beliebig tief im Unterstau arbeiten kann und nicht teilweise als Centrifugalpumpe wirkt.

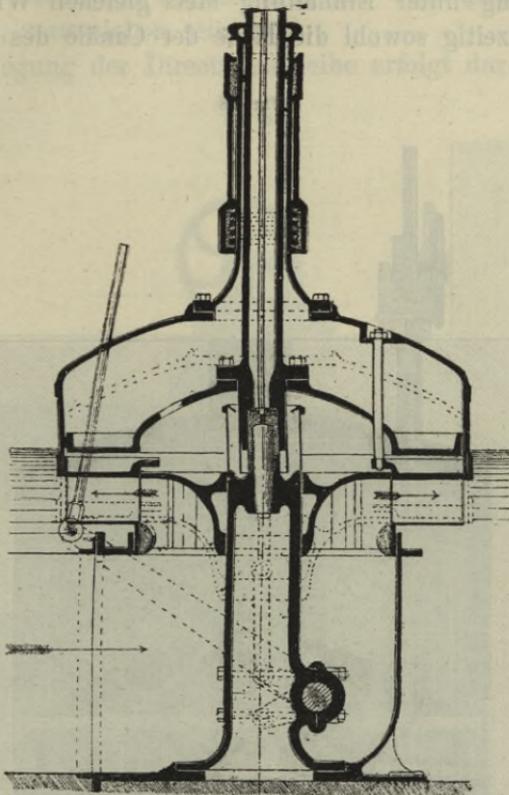
Fig. 45.



Vollturbine mit beweglicher Directionsscheibe von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Disposition.)

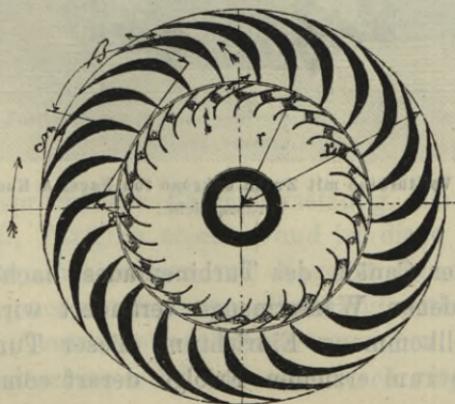
Die *Vollturbine mit Regulirung durch bewegliche Directionsscheibe und Zwischenkrone* (Fig. 46 bis 48, Text) entspricht bei beliebig veränderlicher Wassermenge vollkommen den Anforderungen

Fig. 46.



Vollturbine mit Regulierung durch bewegliche Directionsscheibe und Zwischenkrone von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Verticalschnitt.)

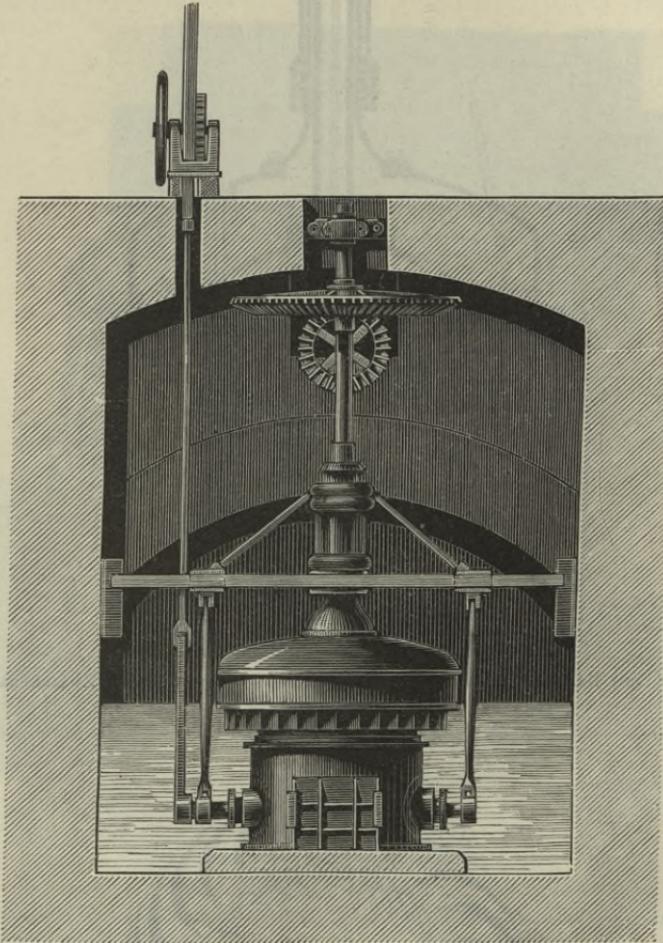
Fig. 47.



Schaufelplan zur Vollturbine von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. II.

der Regulirung unter Einhaltung stets gleichen Wirkungsgrades, indem gleichzeitig sowohl die Höhe der Canäle des Leitapparates,

Fig. 48.



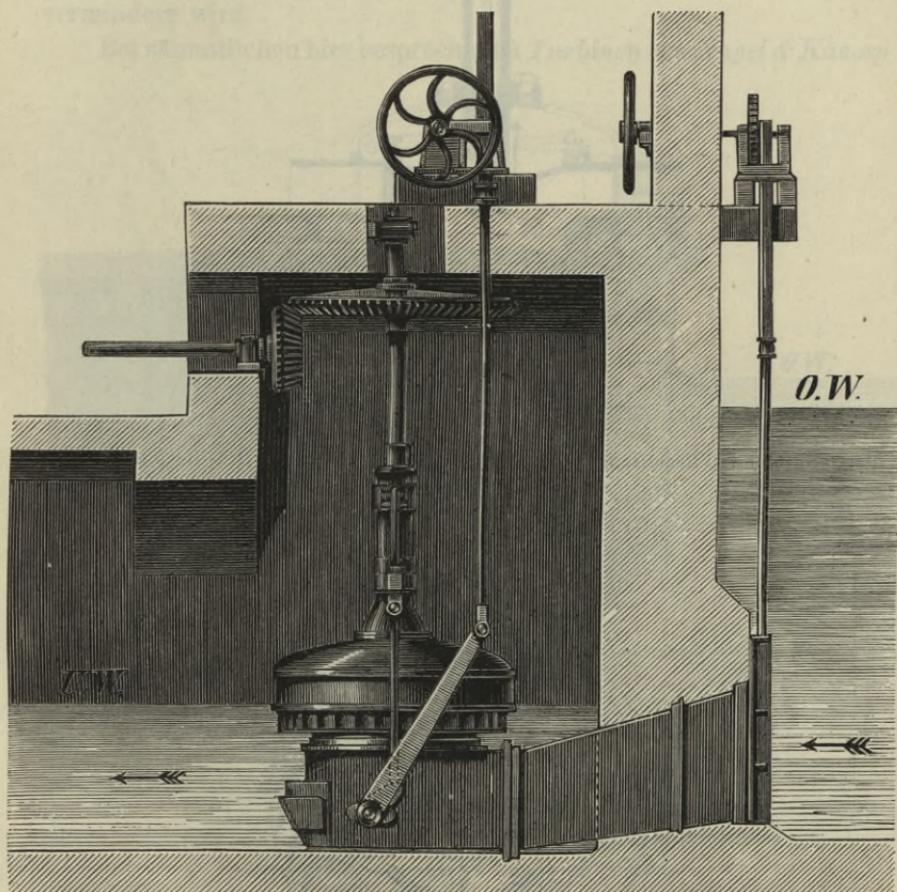
Disposition der Vollturbine mit Zwischenkrone von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Vorderansicht.)

als auch jene der Canäle des Turbinenrades nach der Größe der jeweilig vorhandenen Wassermenge verändert wird. Diese theoretisch sehr vollkommene Einrichtung dieser Turbine ist jedoch im Verhältnisse zum erzielten Erfolge derart complicirt, dass sie

wohl nur in besonderen Fällen jener der Turbine nach Fig. 44 und 45, Text, vorzuziehen sein wird.

Die Bewegung der Directionsscheibe erfolgt durch ein Wind-

Fig. 49.



Disposition der Vollturbine mit Zwischenkrone von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Seitenansicht.)

werk mit entsprechender Räderübersetzung von Hand, wie in Fig. 46 und 49, Text, zu ersehen, und ist diese Regulierung von Hand nach den Erfahrungen von Nagel & Kaemp in den allermeisten Fällen jener durch einen selbstthätig wirkenden Schwungkugelregulator (Centrifugalregulator) vorzuziehen.

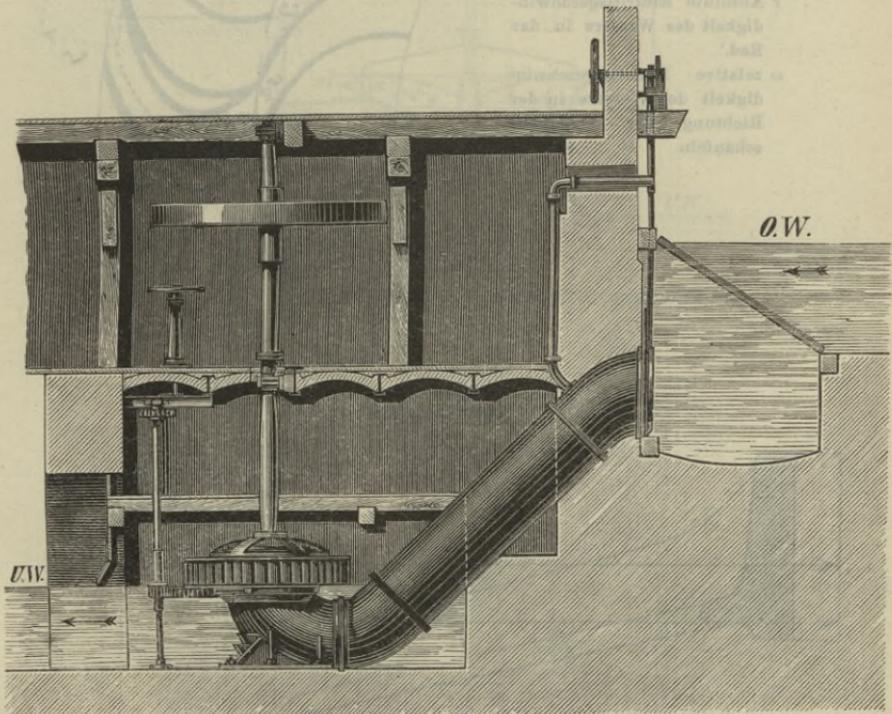
Die *Partialturbine mit Regulierung durch ringförmigen, dreh-*



Leitapparat aus dieser Stellung nach rechts gedreht, so tritt an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen je eine Leitschaufel nach der anderen hinter die Wand des Turbinenkastens, wodurch die Zahl der für den Durchfluss des Wassers offenen Leitradcanäle vermindert wird.

Bei sämtlichen hier besprochenen *Turbinen von Nagel & Kaemp*

Fig. 52.



Partialturbine von Nagel & Kaemp in Hamburg.  
(Disposition.)

sind alle Theile leicht zugänglich und liegt der Leitapparat frei, sobald die Welle und mit ihr das Turbinenrad abgehoben wird.

Da bei den Partialturbinen das Turbinenrad stets über dem höchsten Stand des Unterwasserspiegels liegen muss, um Effektsverluste, welche durch das Tauchen des Turbinenrades in das Unterwasser bedingt wären, zu vermeiden, so ergibt sich, dass bei der Turbine nach Fig. 50 bis 52 alle Theile des Leitapparates und

Fig. 53.  
(Schaufelplan.)

- $v$  Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades an der Eintrittsstelle des Wassers.  
 $c$  Absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad.  
 $w$  relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in der Richtung der Turbinenschaufeln.

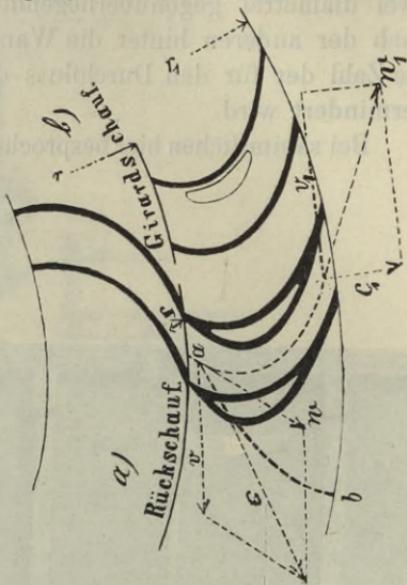
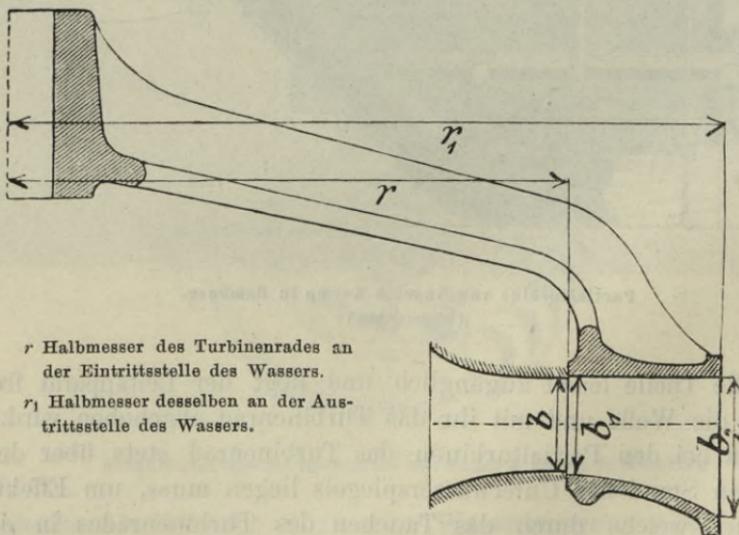


Fig. 54.  
(Verticalschnitt.)



- $r$  Halbmesser des Turbinenrades an der Eintrittsstelle des Wassers.  
 $r_1$  Halbmesser desselben an der Austrittsstelle des Wassers.

Constructionsdetails von innen beaufschlagter Radialturbinen von H. Queva & Co.  
in Erfurt.

Fig. 55.  
(Verticallschnitt.)

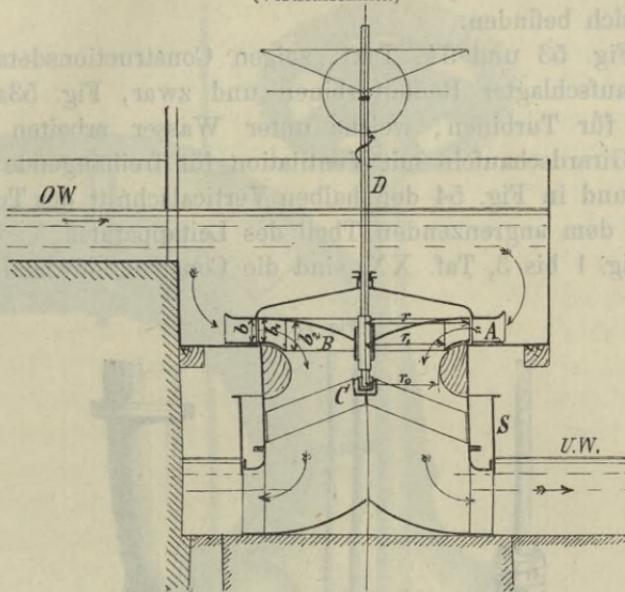
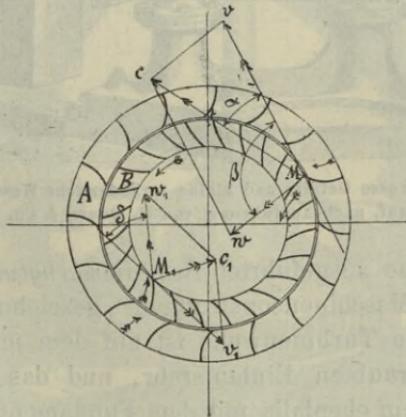


Fig. 56.  
(Grundriss.)



Francisturbine. (Fig. 55 und 56.)

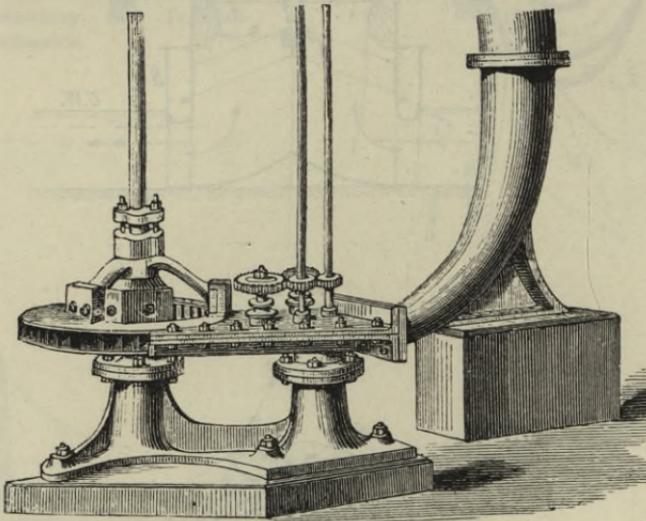
- A Leitapparat.
- B Turbinenrad.
- C Spurzapfen (Unterwasserzapfen).
- D Turbinenwelle.
- S Ringschütze.

ebenso der Turbinenzapfen bei abgestellter Turbine oberhalb des Wassers sich befinden.

Die Fig. 53 und 54, Text, zeigen Constructionsdetails von innen beaufschlagter Radialturbinen und zwar, Fig. 53a Rückschaufeln für Turbinen, welche unter Wasser arbeiten sollen, Fig. 53b Girardschaufeln mit Ventilation für freihängende Partialturbinen und in Fig. 54 den halben Verticalschnitt des Turbinenrades mit dem angrenzenden Theil des Leitapparates.

In Fig. 1 bis 3, Taf. XX, sind die Constructionsdetails einer

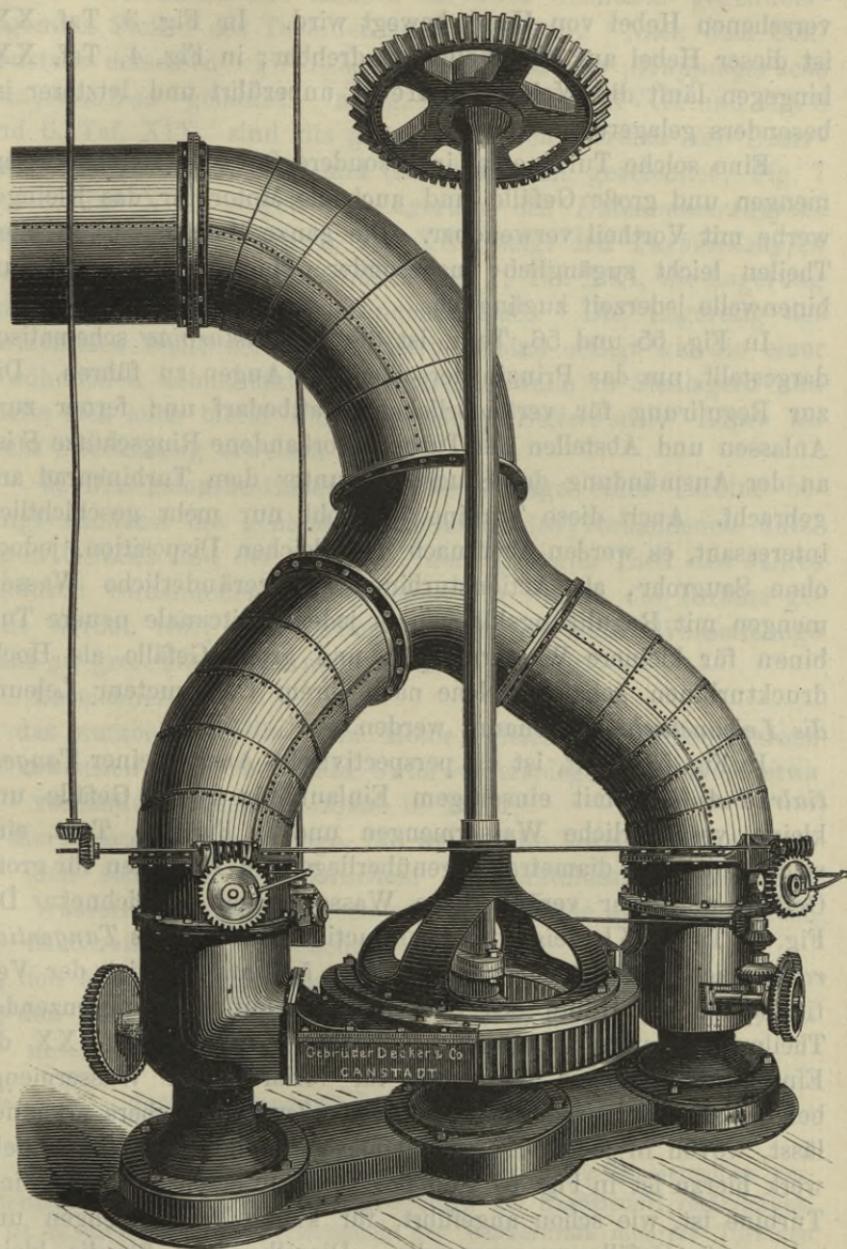
Fig. 57.



Tangentialrad für grosse Gefälle und kleine veränderliche Wassermengen mit einseitigem Einlauf, nach Ausführung von H. Queva & Co. in Erfurt.

als Girardturbine ausgeführten *Schwammkrugturbine* nach „Uhland, der praktische Maschinenconstrueteur“, gezeichnet. Das eine Lager der horizontalen Turbinenwelle ist auf dem mit dem Fundamentrahmen verschraubten Einlaufrohr, und das zweite Lager derselben auf einem ebenfalls mit dem Fundamentrahmen verschraubten Lagerbock aufgeschraubt. Zur Uebertragung der Arbeit ist auf der Turbinenwelle eine mit Rändern versehene Riemenscheibe vorhanden. Das Turbinenrad ist mit einem Blechmantel umgeben, um das Umherschleudern des Wassers hintanzuhalten. Die Regulirung erfolgt durch einen Schieber, welcher ein Stück eines cy-

Fig. 58.



Tangentialrad für grosse Gefälle und sehr veränderliche Wassermengen, mit zweiseitigem Einlauf nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, vorm. Gebrüder Decker & Co.

lindrischen Ringes bildet und durch einen mit Stellvorrichtung versehenen Hebel von Hand bewegt wird. In Fig. 3, Taf. XX, ist dieser Hebel auf der Welle frei drehbar; in Fig. 4, Taf. XX, hingegen läuft die Welle vom Hebel unberührt und letzterer ist besonders gelagert.

Eine solche Turbine ist insbesondere für sehr kleine Wassermengen und große Gefälle und auch als Motor für das Kleingewerbe mit Vortheil verwendbar. Die ganze Maschine ist in allen Theilen leicht zugänglich, insbesondere sind die Lager der Turbinenwelle jederzeit zugänglich.

In Fig. 55 und 56, Text, ist die *Francisturbine* schematisch dargestellt, um das Prinzip derselben vor Augen zu führen. Die zur Regulirung für veränderlichen Kraftbedarf und ferner zum Anlassen und Abstellen der Turbine vorhandene Ringschütze *S* ist an der Ausmündung des Saugrohres unter dem Turbinenrad angebracht. Auch diese Turbine ist wohl nur mehr geschichtlich interessant, es werden aber nach der gleichen Disposition, jedoch ohne Saugrohr, als Actionsturbinen für veränderliche Wassermengen mit Regulirungsklappen in jedem Leitcanale neuere Turbinen für kleinere Wassermengen und große Gefälle als Hochdruckturbinen gebaut, welche nach ihrem Constructeur Lejeune die *Lejeuneturbinen* genannt werden.

In Fig. 57, Text, ist die perspectivische Ansicht einer *Tangentialrad-Anlage* mit einseitigem Einlauf für große Gefälle und kleine veränderliche Wassermengen und in Fig. 58, Text, eine solche mit zwei diametral gegenüberliegenden Einläufen für große Gefälle und sehr veränderliche Wassermengen gezeichnet. Die Fig. 7, Taf. XXI, zeigt die Constructionsdetails eines *Tangentialrades* nach *Redtenbacher* und in Fig. 5, Taf. XX, ist der Verticalschnitt der Hälfte des Turbinenrades mit dem angrenzenden Theile des Laufrades gezeichnet, während Fig. 6, Taf. XX die Einwirkung des zur Regulirung für veränderliche Wassermenge bei den Tangentialrädern angewendeten Zungenschiebers erkennen lässt, wovon in jedem Leitcanal einer vorhanden ist. Das Triebwerk hierzu ist in Fig. 57 und 58, Text, zu ersehen. Auch diese Turbine ist, wie schon angeführt, für kleine Wassermengen und sehr große Gefälle zu verwenden. Dieselbe wird für die kleinsten Wassermengen mit einseitigem Einlauf, und bei ausreichen-

dem Wasserzufluss mit Einlauf an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen des Turbinenrades ausgeführt. Nach dem Constructeur derselben wird diese Turbine auch das „*Zuppinger'sche Tangentialrad*“ genannt. In Fig. 5 und 6, Taf. XVIII und Fig. 5 und 6, Taf. XIX, sind die gebräuchlichsten Formen der *Ueberwasserzapfen* für Jonval- und Girardturbinen gezeichnet; Fig. 7 und 8, Taf. XIX, zeigen die Lagerung des *Unterwasserzapfens* einer Jonvalturbine; Fig. 1, Taf. XXI, zeigt den *Turbinenzapfen von Nagel & Kaemp* und endlich Fig. 7, Taf. XXI, die Lagerung des Turbinenzapfens eines Tangentialrades. Die Lagerung der horizontalen Welle der Schwammkrugturbine erfolgt wie die einer gewöhnlichen schnelllaufenden Maschinenwelle in Stehlagern und dürfte sich auch hierfür die Anwendung *Sellers'scher Lager* als recht zweckmäßig erweisen.

**5. Dimensionsbestimmung.** Die Anlage einer Turbine bedingt zunächst die genaue Bestimmung des vorhandenen nutzbaren Gefälles und der mittleren, den größeren Theil des Jahres hindurch vorhandenen Wassermenge, für welche die Turbine gebaut werden soll, damit selbe bei veränderlicher Wassermenge nicht zu groß aber auch nicht zu klein ausfällt.

Bezeichnet

*H* das nutzbare Gefälle beim Motor, gleich der Höhendifferenz zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel, abzüglich etwa vorhandener Gefällsverluste, in Meter,

*Q* die Aufschlagwassermenge, für welche die Turbine gebaut werden soll, bei veränderlichem Wasserzufluss die maximale Wassermenge, welche noch von der Turbine aufzunehmen ist, in Kubikmeter, pro Secunde,

*N<sub>a</sub>* den absoluten Effect der Wasserkraft in Pferdekraften,

*N<sub>n</sub>* den Nutzeffect, welcher von der Turbinenwelle an die Transmissionsräder abgegeben wird, in Pferdekraften,

$\eta = \frac{N_n}{N_a}$  den Wirkungsgrad der Turbine\*),

\*) Ist die vorhandene Wasserkraft groß und der Wasserzufluss veränderlich oder bei constantem Wasserzufluss der Kraftbedarf veränderlich, so ist es angezeigt, zur Ausnützung der Wasserkraft mehrere Turbinen nebeneinander aufzustellen, welche verschieden groß sind, sodass z. B. bei Aufstellung zweier Turbinen, beide bei größtem Wasserzufluss oder Kraft-

$\gamma = 1000$  das Gewicht von 1  $\text{kbm}$  Wasser, in Kilogramm,  
so ist

$$N_a = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = 13,333 \cdot Q \cdot H \quad \dots \quad (162)$$

$$N_n = \eta \cdot N_a \quad \dots \quad (163)$$

Bei guter Ausführung kann man für Turbinen im Allgemeinen nehmen

$$\eta = 0,70 \quad \dots \quad (164)$$

1. *Beispiel.* Eine Wasserkraft weist bei einem nutzbaren Gefälle  $H = 1,6 \text{ m}$  die mittlere Wassermenge  $Q = 1,25 \text{ kbm}$  pro Secunde auf. Welchen Nutzeffekt kann man von derselben bei ihrer Ausnützung durch eine Turbine im Allgemeinen erwarten?

Es ist nach Gl. (162) der absolute Effekt

$$N_a = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = \frac{1000 \cdot 1,25 \cdot 1,6}{75} = 26,67^e$$

und wenn man nach Gl. (164) den Wirkungsgrad nimmt

$$\eta = 0,70$$

so erhält man nach Gl. (163) den Nutzeffekt

$$N_n = \eta \cdot N_a = 0,70 \cdot 26,67 = 18,67^e$$

2. *Beispiel.* Von einer größeren Wasserkraft, welche ein nutzbares Gefälle  $H = 1,6 \text{ m}$  erzielen lässt, soll zum Betriebe eines Fabriketabissements eine Turbine betrieben werden, welche 20 Pferdekkräfte Nutzeffekt liefern soll. Es ist zu bestimmen, wie groß die der Turbine zuzuleitende Aufschlagwassermenge sein muss.

Es ist

$$N_n = 20^e$$

und wenn man nach Gl. (164) den Wirkungsgrad

$$\eta = 0,70$$

setzt, so ergibt sich aus der Gl. (163) der absolute Effekt

$$N_a = \frac{N_n}{\eta} = \frac{20}{0,7} = 28,57^e$$

und hiermit aus Gl. (162) die erforderliche Wassermenge pro Secunde

$$Q = \frac{75 \cdot N_a}{\gamma \cdot H} = \frac{75 \cdot 28,57}{1000 \cdot 1,6} = 1,339 \sim 1,34 \text{ kbm}$$

bedarf zusammen arbeiten, dagegen bei geringerem Wasserzufluss oder Kraftbedarf nur die größere Turbine allein arbeitet, bei noch geringerem Wasserzufluss oder Kraftbedarf aber die kleinere Turbine allein arbeitet. Bei drei Turbinen verschiedener Größe sind noch mehr Combinationen möglich.

3. *Beispiel.* Eine ausgeführte Turbinenanlage ist gebaut für das Gefälle  $H = 1,6$  m und die Wassermenge  $Q = 1,25$  kbm pro Secunde und ergibt bei der Bremsung mit dieser Aufschlagwassermenge an der Turbinenwelle einen Nutzeffekt von  $18,25^e$ . Wie groß ist der Wirkungsgrad der Turbine?

Die Bremsung ergab den Nutzeffekt

$$N_n = 18,25^e$$

und nach Gl. (162 ist der vorhandene absolute Effekt der Wasserkraft

$$N_a = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} = \frac{1000 \cdot 1,25 \cdot 1,6}{75} = 26,67^e$$

Mithin ergibt sich der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{N_n}{N_a} = \frac{18,25}{26,67} = 0,684$$

also etwas geringer als nach Gl. (164 im Allgemeinen angenommen werden kann. Die Turbine könnte also bei guten Verhältnissen wohl noch etwas mehr leisten.

Es ist nun das System der anzuwendenden Turbine festzustellen, wozu sich folgende Anhaltspunkte bieten.

Für constante Aufschlagwassermengen, wie z. B. in den Fällen, wenn nur ein Theil einer größeren Wasserkraft durch eine Turbine zur Ausnützung kommt, also eine Regulirung für veränderliche Wassermengen überhaupt entbehrlich ist, wird die Anwendung einer Reactionsturbine angezeigt sein, also eine Jonvalturbine, Nagel & Kaemp-Turbine mit feststehender Directionscheibe, oder Francisturbine.

Muss ein Saugrohr angewendet werden, weil die Aufstellung des Turbinenrades nicht unmittelbar über dem Unterwasserspiegel erfolgen kann, so ist die Anwendung einer Jonvalturbine oder einer Francisturbine angezeigt. In der Praxis findet man in diesem Falle gewöhnlich die Jonvalturbine angewendet.

Ist die Wassermenge veränderlich und hinreichend groß, und soll das Turbinenrad ohne Nachtheil für den Nutzeffekt im Unterwasser laufen können, so ist die Anwendung einer Grenzturbine oder einer Nagel & Kaemp-Turbine mit verstellbarer Directionscheibe angezeigt.

Ist wie im vorstehenden Falle die Wassermenge veränderlich und hinreichend groß, das Turbinenrad aber über dem Unter-

wasserspiegel freihängend, so ist die Anwendung einer Girardturbine, welche bei der maximalen Wassermenge voll beaufschlagt wird, also einer gewöhnlich sogenannten Girardturbine, Knopturbine oder Quevaturbine angezeigt.

Ist endlich das Gefälle groß und die veränderliche Wassermenge verhältnismäßig klein ( $H > 8 \text{ m}$ ;  $Q < 1 \text{ km}^3$ ), so wendet man eine Girard-Partialturbine (Achsialturbine) an und insbesondere bei sehr großem Gefälle und geringer Wassermenge eine Lejeuneturbine, ein Tangentialrad oder eine Schwammkrugturbine, letztere beiden ebenfalls mit Ausweitung der Canäle und Ventilation sonach als Girardturbine.

Für Gefälle über  $4 \text{ m}$  wird bei Anwendung von Actionsturbinen jedenfalls die Construction der Turbine als Hochdruckturbine mit Rohreinlauf angezeigt sein.\*)

Um nun nach Gl. (147 bis (150 (beziehungsweise nach Gl. (4 bis (10, Note S. 112 u. 113) die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  bestimmen zu können, ist es nothwendig, die Verhältnisse  $\left(\frac{r}{r_1}\right)$  und  $\left(\frac{b_1}{b_2}\right)$  für Radialturbinen und das Verhältniß  $\left(\frac{a_1}{a_2}\right)$  für Achsialturbinen fest zu stellen.

Nach guten Ausführungen kann man nehmen:

für Jonvalturbinen

$$\frac{a_1}{a_2} = 1 \quad \dots \dots \dots (165)$$

für achsiale Girardturbinen, Knopturbinen, Quevaturbinen und Haenel'sche Grenzturbinen

$$\frac{a_2}{a_1} = 2 \text{ bis } 3\frac{1}{3} \text{ und noch mehr} \quad \dots \dots \dots (166)$$

---

\*) Die Entscheidung, ob in einem gegebenen Falle eines der neueren mittelschlächtigen Wasserräder (Sagebienrad, Zuppigerrad), ein obereschlächtiges Wasserrad, oder überhaupt ein Wasserrad oder eine Turbine angezeigt sein wird, hängt in erster Linie davon ab, ob es sich darum handelt eine möglichst günstige Ausnützung der Wasserkraft zu erzielen, in welchem Falle die Vergleichung des Wirkungsgrades der ausführbaren Wassermotoren Anhaltspunkte bietet, dann aber auch von dem Kostenpunkt und von der Art der verfügbaren Wartung und der Eigenthümlichkeit der Wasserkraft selbst.

oder

$$\frac{a_1}{a_2} = 0,3 \text{ bis } 0,5 \dots \dots \dots (167)$$

u. zw. den kleineren Wert bei großem Gefälle und kleiner Wassermenge und umgekehrt.

für Fourneyronturbinen und Nagel & Kaempturbinen

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_1}{b_2} &= 1 \\ \frac{r}{r_1} &= \frac{4}{5} \text{ bis } \frac{2}{3} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (168)$$

für Francisturbinen

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_1}{b_2} &= 0,8 \\ \frac{r}{r_1} &= 1,2 \text{ bis } 1,25 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (169)$$

für radiale Girardturbinen mit innerer Beaufschlagung und horizontaler Drehungsachse (Schwammkrugturbine)

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_1}{b_2} &= 0,4 \text{ bis } 0,5 \\ \frac{r}{r_1} &= \frac{4}{5} \text{ bis } \frac{5}{6} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (170)$$

für radiale Girardturbinen mit äußerer Beaufschlagung (Tangentialrad)

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_1}{b_2} &= 0,5 \text{ bis } 0,8 \\ \frac{r}{r_1} &= 1,2 \text{ bis } 1,25 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (171)$$

1. *Beispiel.* Es ist eine Jonvalturbine zu bauen für das nutzbare Gefälle  $H = 1,6 \text{ m}$  und die constante Wassermenge  $Q = 1,25 \text{ km}^3$  pro Sekunde. Es sollen die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  hierfür bestimmt werden.

Die Jonvalturbine ist eine Reactionsturbine und es gelten hierfür die Angaben nach Gl. (158). Wählt man hiernach, weil das Gefälle nicht groß ist, den Austrittswinkel für den Leitapparat

$$\alpha = 20^\circ$$

und den Eintrittswinkel für das Turbinenrad

$$\beta = 110^\circ$$

so erhält man, weil die Radcanäle ohne Ausweitung sind, also nach Gl. (165)

$$\frac{a_1}{a_2} = 1$$

ist, den Austrittswinkel  $\delta$  für das Turbinenrad nach Gl. (150)

$$\begin{aligned} \sin \delta &= \frac{1}{\cotg \alpha - \cotg \beta} = \frac{1}{\cotg 20^\circ - \cotg 110^\circ} = \\ &= \frac{1}{\cotg 20^\circ + \tg 20^\circ} = \frac{1}{2,747 + 0,364} = \frac{1}{3,111} = 0,321 \end{aligned}$$

also

$$\delta = 18^\circ 43' \sim 19^\circ$$

welcher Wert den in Gl. (158) angegebenen Grenzen entspricht und im Hinblick auf die Größe des Gefälles beibehalten werden kann.

2. *Beispiel.* Für eine veränderliche Wasserkraft, welche die mittlere Wassermenge  $Q = 1,25$  kbm pro Secunde bei einem nutzbaren Gefälle  $H = 1,6$  m aufweist, soll eine Girardturbine gebaut werden. Es sind die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  zu bestimmen.

Die Girardturbine ist eine Actionsturbine und es gelten hiefür die Angaben Gl. (159).

Wählt man hiernach im Hinblick auf die Grenzen des Gefälles den Austrittswinkel für den Leitapparat

$$\alpha = 24^\circ$$

und nimmt den Eintrittswinkel für das Turbinenrad

$$\beta = 2\alpha = 48^\circ$$

und nach Gl. (167) das Verhältnis

$$\frac{a_1}{a_2} = 0,4$$

so erhält man den Austrittswinkel  $\delta$  für das Turbinenrad (nach Gl. (10) Note S. 113)

$$\begin{aligned} \sin \delta &= \left( \frac{a_1}{a_2} \right) \cdot \sin 2\alpha = 0,4 \cdot \sin 48^\circ = 0,4 \cdot \cos 42^\circ = 0,4 \cdot 0,743 = \\ &= 0,2972 \end{aligned}$$

somit

$$\delta = 17^\circ 20' \sim 17\frac{1}{2}^\circ$$

welcher als innerhalb der in Gl. (159) angegebenen Grenzen liegend, beibehalten werden kann.

3. *Beispiel.* Für eine Wasserkraft mit der nahezu constanten Wassermenge  $Q = 1,25$  kbm pro Secunde und das nutzbare Gefälle abzüglich der Widerstände im Einlaufrohr  $H = 7,5$  m soll eine Jonvalturbine gebaut werden. Es sind die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  zu bestimmen.

Es gelten hiefür die Angaben nach Gl. (158) und weil hier ein ziemlich bedeutendes Gefälle vorhanden ist, kann man nehmen

$$\alpha = 18^\circ$$

$$\beta = 110^\circ$$

und erhält hiernach nach Gl. (150)

$$\begin{aligned} \sin \delta &= \frac{1}{\cotg 18^\circ - \cotg 110^\circ} = \frac{1}{\cotg 18^\circ + \tg 20^\circ} = \\ &= \frac{1}{3,078 + 0,364} = \frac{1}{3,442} = 0,290 \end{aligned}$$

und somit

$$\delta = 16^{\circ} 50'$$

welcher Wert den Grenzen nach Gl. (158 entspricht und somit beibehalten werden kann.

*Anmerkung.* Der Vergleich der Ergebnisse dieses Beispiels mit jenen des vorhergehenden 1. Beispiels zeigt deutlich den Einfluss, welchen die Wahl von  $\alpha$  und  $\beta$  auf die Größe von  $\delta$  haben.

4. *Beispiel.* Für eine veränderliche Wasserkraft, bei welcher die disponible Wassermenge im Maximum  $0,3 \text{ km}^3$  pro Secunde und das nutzbare Gefälle beim größten Wasserzfluss  $H = 16 \text{ m}$  beträgt, wobei schon die Widerstände in der Rohrleitung abgerechnet sind, soll eine Partialturbine und zwar als achsiale Girardturbine nach Fig. 1, Taf. XVII, gebaut werden. Es sind die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  hiefür zu bestimmen.

In diesem Falle gelten die Angaben nach Gl. (160 und man kann nehmen

$$\alpha = 16^{\circ}$$

$$\beta = 2\alpha = 32^{\circ}$$

und erhält hiermit (nach Gl. (10 Note S. 113) wenn man noch nach Gl. (167 setzt

$$\frac{a_1}{a_2} = 0,4$$

$$\sin \delta = \left( \frac{a_1}{a_2} \right) \cdot \sin 2\alpha = 0,4 \cdot \sin 32^{\circ} = 0,4 \cdot 0,53 = 0,212$$

und somit

$$\delta = 12^{\circ} 13' \sim 12^{\circ} 15'$$

welcher Wert innerhalb der in Gl. (160 angegebenen Grenzen liegt und sonach beibehalten werden kann.

5. *Beispiel.* Für eine veränderliche Wasserkraft, welche die maximale Wassermenge von  $0,1 \text{ km}^3$  pro Secunde und das Gefälle  $H = 20 \text{ m}$  aufweist, soll eine Schwammkrugturbine mit Ausweitung und Ventilation als radiale Girardturbine gebaut werden.

Es ist die Größe der Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  zu bestimmen.

In diesem Falle gelten die Angaben nach Gl. (160a und man kann nehmen

$$\alpha = 24^{\circ}$$

$$\beta = 2 \cdot \alpha = 2 \cdot 24 = 48^{\circ}$$

und nach Gl. (170

$$\frac{b_1}{b_2} = 0,5$$

$$\frac{r}{r_1} = \frac{4}{5} = 0,8$$

Hiermit erhält man nach Gl. (8 Note S. 113)

$$\sin \delta = \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \cdot \left( \frac{b_1}{b_2} \right) \cdot \sin 2\alpha = 0,8^2 \cdot 0,5 \cdot \sin 48^{\circ} = 0,320 \cdot \cos 42^{\circ} = 0,32 \cdot 0,743 = 0,238$$

womit sich ergibt

$$\delta = 13^{\circ} 47'$$

Da dieser Wert innerhalb der Grenzen nach Gl. (160a) liegt, kann derselbe beibehalten werden.

6. *Beispiel.* Es soll ein Tangentialrad gebaut werden, für die maximale Wassermenge  $Q = 0,2 \text{ km}^3$  pro Secunde und das nutzbare Gefälle  $H = 15,5 \text{ m}$ . Wie groß werden die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  zu machen sein?

Es gelten in diesem Falle die Angaben nach Gl. (160b) und man kann nehmen

$$\alpha = 14^\circ$$

$$\beta = 2 \cdot \alpha = 28^\circ$$

und nach Gl. (171)

$$\frac{r}{r_1} = 1,2$$

$$\frac{b_1}{b_2} = 0,5$$

womit man nach Gl. (8 Note S. 113) erhält

$$\sin \delta = \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \cdot \left( \frac{b_1}{b_2} \right) \cdot \sin 2\alpha = 1,2^2 \cdot 0,5 \cdot \sin 28^\circ = 0,72 \cdot 0,469$$

$$= 0,338$$

und hiermit

$$\delta = 19^\circ 45'$$

Dieser Wert liegt innerhalb der in Gl. (160b) angegebenen Grenzen und kann beibehalten werden.

Sind die Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\delta$  bestimmt, so erhält man, wenn man in Gl. (151a) den Wert für  $v$  aus Gl. 6, Note S. 110 substituiert und im Hinblick auf die dort nicht berücksichtigten Widerstände der Bewegung des Wassers in den Canälen des Leitapparates den Coefficient  $k < 1$  einführt, die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = k \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot \sin \beta}{\cos \alpha \cdot \sin (\beta - \alpha)}} \quad \dots \quad (172^*)$$

\*) Für Actionsturbinen erhält man mit

$$\beta = 2\alpha$$

an Stelle der Gl. (172) und (173), wenn man hierin  $\beta = 2\alpha$  setzt, die folgenden

$$c = k \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \dots \quad (1)$$

und

$$v = \frac{k}{2 \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad \dots \quad (2)$$

worin wieder im Allgemeinen angenähert

$$k = 0,9 \quad \dots \quad (3)$$

gesetzt werden kann.

und hiermit aus Gl. (151) die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am Halbmesser  $r$  bei Radialturbinen beziehungsweise  $R$  bei Achsialturbinen

$$v = k \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot \sin(\beta - \alpha)}{\cos \alpha \cdot \sin \beta}} \quad \dots \quad (173)$$

womit sich die minutliche Umdrehungszahl  $n$  des Turbinenrades aus der Gl.

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{60} \quad \text{beziehungsweise} \quad v = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60}$$

mit

$$\begin{aligned} n &= \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot r} = 9,549 \cdot \frac{v}{r} \quad \text{beziehungsweise} \quad n = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot R} = \\ &= 9,549 \cdot \frac{v}{R} \quad \dots \quad (174) \end{aligned}$$

ergibt, sobald  $r$  beziehungsweise  $R$  bekannt und der Coefficient  $k$  angenommen ist.

Man kann nun im Allgemeinen den Coefficient

$$k = 0,9 \text{ bis } 0,85 \quad \dots \quad (175)$$

annehmen, welcher annähernd sowohl den Reactionsturbinen als auch den freihängenden Actionsturbinen entspricht. Bei Bestimmung des Halbmessers aber muss die Art der Turbine in Betracht gezogen werden, und man kann nehmen:

Für *vollbeaufschlagte Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung* (Fourneyronturbine, Nagel & Kaemp-Turbine\*)

$$r = 0,564 \cdot \sqrt{Q} \quad \dots \quad (176)$$

Für *vollbeaufschlagte Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung* (Francisturbine, Leujeuneturbine)

$$r = 0,8 \cdot \sqrt{Q} \quad \dots \quad (177)$$

\*) Nachstehende Tabellen I bis III (siehe S. 148—151) enthalten die wichtigsten Angaben über das Anwendungsgebiet und die Hauptdimensionen der Nagel & Kaemp-Turbinen und geben allgemeine Anhaltspunkte, indess der Halbmesser des Turbinenrades in jedem einzelnen Falle durch genaue Berechnung festzustellen sein wird.

Für vollbeaufschlagte Achsialturbinen mit den Bezeichnungen:

$R$  = mittlerer Halbmesser des Leitapparates und Turbinenrades an der Austrittsstelle des Wassers aus dem Leitapparat, in Meter,

I. Tabelle des Anwendungsgebietes der

Kleine latein. Buchstaben : Voll-Turbinen,

Pferde- kraft effectiv. $N_n =$	für nutzbares												
	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	
5,0	Q = Turb. m	1,000	0,666	0,500	0,400	0,333	0,286	0,250	0,200	0,166	0,143	0,125	0,111
7,5	Q = Turb. r	1,500	1,000	0,750	0,600	0,500	0,428	0,375	0,300	0,250	0,215	0,188	0,166
10,0	Q = Turb. t	2,000	1,333	1,000	0,800	0,666	0,572	0,500	0,400	0,333	0,286	0,250	0,222
12,5	Q = Turb. v	2,500	1,666	1,250	1,000	0,833	0,715	0,625	0,500	0,417	0,357	0,313	0,278
15,0	Q = Turb. x	3,000	2,000	1,500	1,200	1,000	0,857	0,750	0,600	0,500	0,430	0,375	0,333
20	Q = Turb. z	4,000	2,666	2,000	1,600	1,333	1,143	1,000	0,800	0,666	0,572	0,500	0,444
25	Q = Turb. bb	5,000	3,333	2,500	2,000	1,666	1,430	1,250	1,000	0,833	0,715	0,625	0,555
30	Q = Turb. dd	6,000	4,000	3,000	2,400	2,000	1,716	1,500	1,200	1,000	0,857	0,750	0,666
40	Q = Turb. cc	5,333	4,000	3,200	2,666	2,286	2,000	1,600	1,333	1,143	1,000	0,888	
50	Q = Turb. bb	5,000	4,000	3,333	2,857	2,500	2,000	1,666	1,428	1,250	1,111		
75	Q = Turb. dd	6,000	5,000	4,286	3,750	3,000	2,500	2,143	1,875	1,666			
100	Q = Turb. cc	5,714	5,000	4,000	3,333	2,856	2,500	2,222					
125	Q = Turb. cc	6,250	5,000	4,176	3,573	3,125	2,777						
150	Q = Turb. bb	6,000	5,000	4,286	3,750	3,333							
175	Q = Turb. dd	7,000	5,833	5,000	4,375	3,888							
200	Q = Turb. cc	6,666	5,715	5,000	4,444								

$\alpha$  = Weite (radiale Dimension) der Canäle des Leitapparates an der Austrittsstelle des Wassers, in Meter,

$i$  = Anzahl der Schaufeln des Leitapparates.

$\sigma$  = Dicke der Leitschaufeln an der Austrittsstelle des Wassers, in Meter,

Nagel & Kaemp-Turbinen mit verticaler Achse.

gr. deutsche Buchstaben : Partial-Turbinen.

Gefälle  $H =$

5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	20,0	25,0	50,0	
0,100	0,087													
a	Aa	A												
0,150	0,125	0,107												
b	Bb	Aa	A											
0,200	0,166	0,143	0,125											
b	Cb	Bb	Aa	A										
0,250	0,208	0,178	0,156	0,139										
c	Cb	Cb	Bb	Aa	A									
0,300	0,250	0,214	0,188	0,166	0,150									
c	Dc	Cb	Cb	Bb	Aa	A								
0,400	0,333	0,286	0,250	0,222	0,200	0,182	0,166	0,154						
d	Cc	Dc	Dc	Cb	Bb	Bb	Bb	Aa	A					
0,500	0,417	0,358	0,313	0,278	0,250	0,227	0,208	0,192	0,179	0,166	0,125			
e	Ed	Cc	Dc	Dc	Cb	Cb	Bb	Bb	Bb	Aa	A			
0,600	0,500	0,429	0,375	0,333	0,300	0,273	0,250	0,231	0,214	0,200	0,150			
e	Fd	Ed	Ed	Dc	Dc	Dc	Cb	Cb	Bb	Bb	Aa	A		
0,800	0,666	0,571	0,500	0,444	0,400	0,364	0,333	0,308	0,286	0,266	0,200	0,160		
g	Ge	Fe	Ed	Ed	Dc	Dc	Dc	Dc	Cb	Cb	Cb	Aa	A	
1,000	0,833	0,714	0,625	0,555	0,500	0,455	0,417	0,385	0,357	0,333	0,250	0,200	0,100	
i	Hg	Gf	Fe	Ed	Ed	Ed	Dd	Dc	Dc	Dc	Cb	Bb	Aa	A
1,500	1,250	1,071	0,938	0,833	0,750	0,682	0,625	0,577	0,536	0,500	0,375	0,300	0,150	
n	Mk	Kh	Hg	Gf	Fe	Fe	Ge	Ed	Ed	Ed	Dc	Dc	Ba	A
2,000	1,666	1,429	1,250	1,111	1,000	0,909	0,833	0,769	0,714	0,666	0,500	0,400	0,200	
q	Nn	Nl	Ek	Sh	Hg	Gf	Ff	Fe	Fe	Ge	Ed	Dc	Da	A
2,500	2,083	1,786	1,562	1,389	1,250	1,136	1,042	0,961	0,893	0,833	0,625	0,500	0,250	
s	Cq	Po	Nm	Lk	Li	Sh	Hg	Gf	Ff	Fe	Fd	Cc	Dc	B
3,000	2,500	2,143	1,875	1,666	1,500	1,363	1,250	1,154	1,071	1,000	0,750	0,600	0,300	
u	sq	Po	Nm	Nl	Lk	Si	Sh	Hg	Gf	Fe	Ed	Dc	Dc	B
3,500	2,916	2,700	2,188	1,944	1,750	1,591	1,458	1,323	1,250	1,166	0,875	0,700	0,350	
v	ts	Cq	Po	Nm	Nl	Lk	Li	Sh	Hh	Ge	Fd	Cb	B	
4,000	3,333	2,857	2,500	2,222	2,000	1,818	1,666	1,546	1,428	1,333	1,000	0,800	0,400	
w	ut	Er	Dq	Po	Nn	Nl	Ll	Lk	Si	Ff	Fe	Cb	C	

$$R = \sqrt{\frac{Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{R}\right)}} \quad \dots \quad (178)$$

II. Tabelle der Hauptdimensionen der Voll-Turbinen mit verticaler Achse von Nagel & Kaemp in Hamburg.

Turbine	Innerer Laufrad-Durchmesser. mm	Aeußerer Laufrad-Durchmesser mm	Unterkasten-Einlauf		Umdrehungszahl $n'$ pro Minute bei 1 Meter Gefälle
			lichte Breite. mm	lichte Höhe mm	
a	300	500	350	175	170—195
b	400	650	450	250	126—146
c	500	800	550	325	102—118
d	600	900	650	400	85—98
e	700	1050	750	450	72—84
f	750	1150	800	500	68—78
g	800	1200	850	525	64—74
h	850	1250	900	550	60—69
i	900	1350	950	600	56—66
k	950	1400	1000	625	53—62
l	1000	1450	1050	650	51—59
m	1050	1550	1100	700	48—56
n	1100	1600	1150	750	46—53
o	1150	1650	1200	775	44—51
p	1200	1750	1250	800	42—49
q	1250	1800	1300	825	41—47
r	1300	1850	1400	850	39—45
s	1400	2000	1500	900	36—42
t	1500	2150	1700	950	34—39
u	1600	2250	1800	1000	33—37
v	1700	2400	1900	1050	30—34
w	1800	2500	2000	1100	28—32
x	1900	2600	2100	1200	27—31
y	2000	2750	2200	1250	25—29
z	2100	2850	2300	1300	24—28
aa	2200	3000	2400	1400	23—27
bb	2300	3100	2500	1500	22—25
cc	2400	3200	2600	1550	21—24
dd	2500	3300	2700	1600	20—23

Zu jeder Turbine gehörig: Eiserner Unterkasten, eine  $2\frac{1}{2}$  Meter lange Welle mit oberem Halslager, Reservezapfen, Reservespur, Oelpumpe. Bei beweglicher Directionsscheibe außerdem noch Directionsscheiben-Windwerk mit Zahn- und Zugstange.

Die Umdrehungszahl  $n$  für das Gefälle  $H$  ergibt sich aus jener  $n'$  der Tabelle II und III aus der Gl.

$$n = n' \cdot \sqrt{H}$$

Für *achsiale Partialturbinen* (Girardturbinen) wenn der Leitapparat nur über  $\left(\frac{1}{m}\right)$  des ganzen Radumfanges reicht und übrigen die Bezeichnungen wie bei Gl. (178) gelten

$$R = \sqrt{\frac{m \cdot Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{R}\right)}} \quad (179)$$

Für *radiale Partialturbinen mit innerer oder äußerer Beauf-*

**III. Tabelle der Hauptdimensionen der Partial-Turbinen mit verticaler Achse und ringförmigem stellbarem Leitschaufel-Apparat von Nagel & Kaemp in Hamburg.**

Turbine	Rohr-Durchmesser	Innerer Laufrad-Durchmesser.	Äußerer Laufrad-Durchmesser	Umdrehungszahl $n'$ pro Minute bei 1 Meter Gefälle
	mm	mm	mm	
A	300	550	850	72
B	350	600	950	65
C	400	650	1000	57
D	500	800	1250	47
E	600	950	1450	40
F	700	1100	1600	35
G	750	1200	1750	33
H	800	1250	1850	31
I	850	1300	1900	29
K	900	1400	2050	28
L	950	1450	2100	27
M	1000	1500	2200	26
N	1050	1550	2250	25
O	1100	1600	2300	24
P	1150	1700	2400	23
Q	1200	1750	2500	22
R	1250	1800	2550	21,5
S	1300	1850	2600	21

Zu jeder Turbine gehörig: 1 eiserner gekrümmter Unterkasten, eine  $2\frac{1}{2}$  Meter lange Turbinenwelle mit oberem Halslager, Zahnkranz und Getriebe zur Stellvorrichtung, ein Reservezapfen, eine Reservespur und eine Ölpumpe.

*schlagung* (Tangentialrad, Schwammkrugturbine), wenn  $b$  die Weite (achsiale Dimension) der Leitradcanäle und  $r$  den Halbmesser des Turbinenrades an der Eintrittsstelle gleich jenem des Leitapparates an der Austrittsstelle (vom Spalt abgesehen) in Meter bezeichnet, übrigens aber die Bezeichnungen wie bei Gl. (178 und (179 gelten

$$r = \sqrt{\frac{m \cdot Q}{c \cdot \left(\frac{b}{r}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{r}\right)}} \quad (180^*)$$

\*) Es ist bei *Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung* der Halbmesser  $r$  an der Eintrittsstelle des Wassers in das Turbinenrad annähernd gleich dem Halbmesser des, ein kurzes Einlaufrohr bildenden cylindrischen Turbinenkastens. In den Rohren soll aber die Geschwindigkeit des Wassers, wie bereits S. 22 angegeben gleich 1 m pro Secunde nicht überschreiten. Nimmt man diese Geschwindigkeit auch hier gleich 1 m, so erhält man

$$\pi \cdot r^2 \cdot 1 = Q$$

woraus

$$r = \sqrt{\frac{1}{\pi}} \cdot \sqrt{Q} = 0,564 \cdot \sqrt{Q}$$

und dies ist die oben angegebene Gl. (176

Setzt man bei *Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung* voraus, dass das vom Turbinenrade abfließende Wasser unmittelbar unter dem Turbinenrade einen Querschnitt vom Halbmesser  $r_0$  hat, wie in Fig. 55, Text, cotirt, wobei annähernd

$$r_0 = 0,7 \cdot r$$

genommen werden kann, und setzt man ferner die Geschwindigkeit des Wassers in diesem Querschnitt gleich 1 m pro Secunde, so erhält man wie in obiger Gl. (176

$$r_0 = 0,564 \cdot \sqrt{Q}$$

und hieraus

$$r = \frac{r_0}{0,7} = \frac{0,564}{0,7} \cdot \sqrt{Q} = 0,806 \cdot \sqrt{Q} \sim 0,8 \cdot \sqrt{Q}$$

wie in obiger Gl. (177 angegeben ist.

Es ist im Hinblick auf die der Gleichung (178 zu Grunde liegenden Bezeichnungen, die normale Weite der Austrittsöffnung eines Leitcanales  $s$  (Fig. 6, Taf. XV und Fig. 7, Taf. XVI)

$$s = e \cdot \sin \alpha - \sigma \quad \dots \dots \dots (1$$

wenn noch  $e$  die Schaufelteilung des Leitapparates bezeichnet und somit der normale Querschnitt der Ausflussöffnung eines Canales

Die Weite der Canäle  $b$  des Leitapparates ergibt sich für vollbeaufschlagte Radialturbinen (Fourneyronturbine, Nagel & Kaemp-Turbine, Francisturbine) aus der Gl.

$$a \cdot s = e \cdot a \cdot \sin \alpha - \sigma \cdot a$$

also der gesammte freie Ausflussquerschnitt des Wassers aus dem Leitapparat

$$i \cdot a \cdot s = i \cdot e \cdot a \cdot \sin \alpha - i \cdot \sigma \cdot a$$

Weil nun aber die Ausflussgeschwindigkeit gleich  $e$  und die pro Sekunde ausfließende Wassermenge, die Aufschlagwassermenge  $Q$  und somit

$$i \cdot a \cdot s = \frac{Q}{e} \dots \dots \dots (2)$$

daher auch

$$i \cdot e \cdot a \cdot \sin \alpha - i \cdot \sigma \cdot a = \frac{Q}{e} \dots \dots \dots (2)$$

Nun ist aber

$$i \cdot e = 2 \cdot \pi \cdot R$$

und wenn man die Verhältniszahlen  $\left(\frac{a}{R}\right)$  und  $\left(\frac{\sigma}{R}\right)$  einführt

$$2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \sin \alpha - i \cdot R^2 \cdot \left(\frac{\sigma}{R}\right) \cdot \left(\frac{a}{R}\right) = \frac{Q}{e}$$

woraus sich ergibt

$$R = \sqrt{\frac{Q}{e \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{R}\right)}} \dots \dots \dots (4)$$

und das ist obige Gl. (178)

Für *achsiale Partialturbinen* ist mit bisherigen Bezeichnungen

$$\frac{1}{m} \cdot i \cdot a \cdot s = \frac{Q}{e}$$

und somit

$$i \cdot a \cdot s = \frac{m \cdot Q}{e} \dots \dots \dots (5)$$

wenn  $i$  die Anzahl der Leitschaufeln bezeichnet, welche für den Radumfang gilt, wovon jedoch nur die Anzahl

$$\frac{1}{m} \cdot i$$

am Leitapparat wirklich ausgeführt ist. Das Turbinenrad wird also so groß wie für die  $m$ -fache Wassermenge  $Q$  bei voller Beaufschlagung.

Man kann hiefür nehmen u. zw. für *achsiale Partialturbinen*

$$b = \frac{Q}{c \cdot i \cdot s} \quad \dots \dots \dots (181^*)$$

wobei nach Gl. (1 Note Seite 152

$$s = e \cdot \sin \alpha - \sigma \quad \dots \dots \dots (182)$$

und

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{i} \quad \dots \dots \dots (183)$$

und je nach der Größe des Rades die Anzahl der Schaufeln des Leitapparates für *vollbeaufschlagte Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung* (Fourneyronturbine, Nagel & Kaemp-Turbinen)

$$i = 24 \text{ bis } 30 \quad \dots \dots \dots (184)$$

die Anzahl der Schaufeln des Turbinenrades

$$i_1 = 30 \text{ bis } 36 \quad \dots \dots \dots (185^{**})$$

für *vollbeaufschlagte Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung* (Francisturbine)

$$i = 16 \text{ bis } 20 \quad \dots \dots \dots (186)$$

$$i_1 = 24 \text{ bis } 30 \quad \dots \dots \dots (187)$$

Ferner kann man nehmen

für *vollbeaufschlagte Achsialturbinen* und zwar:

für Jonvalturbinen

$$m = 1 \text{ bis } 6 \quad \dots \dots \dots (6)$$

für radiale Partialturbinen mit innerer Beaufschlagung

$$m = 6 \text{ bis } \overline{12} \quad \dots \dots \dots (7)$$

für Tangentialräder mit einseitigem Einlauf

$$m = 6 \text{ bis } \overline{10} \quad \dots \dots \dots (8)$$

für Tangentialräder mit Beaufschlagung an zwei diametral gegenüberliegenden Stellen

$$m = 3 \text{ bis } 4 \quad \dots \dots \dots (9)$$

\*) In Gl. (2 Note Seite 152  $b$  statt  $a$  gesetzt.

\*\*\*) Man kann auch bei Turbinen im allgemeinen nehmen

$$i_1 = i + 1$$

um Stöße in Folge des Durchganges der Turbinenradschaufel unter der Leitschaufel möglichst wenig fühlbar zu machen oder die Schaufelkanten schief stellen, so dass sich die Schaufelkanten des Leitapparates an der Austrittsstelle und jene des Turbinenrades an der Eintrittsstelle kreuzen.

$$i = 16 \text{ bis } 20 \quad \dots \dots \dots (188)$$

$$i_1 = 24 \text{ bis } 30 \quad \dots \dots \dots (189)$$

für Girardturbinen

$$i = 20 \text{ bis } 30 \quad \dots \dots \dots (190)$$

$$i_1 = 30 \text{ bis } 40 \quad \dots \dots \dots (191)$$

für *achsiale Partialturbinen*

$$i < 35 + 50 \cdot R \quad \dots \dots \dots (192)$$

$$i_1 = i + 1 \quad \dots \dots \dots (193)$$

für *radiale Partialturbinen*

$$i < 30 + 30 \cdot r \text{ bis } 35 + 50 \cdot r \quad \dots \dots \dots (194)$$

$$i_1 = i + 1 \quad \dots \dots \dots (195)$$

Um die Gleichungen (178 bis (180 zur Berechnung von  $R$  beziehungsweise  $r$  benützen zu können, müssen noch die Verhältnisse

$$\left(\frac{a}{R}\right), \left(\frac{b}{r}\right) \text{ und } \left(\frac{\sigma}{R}\right), \left(\frac{\sigma}{r}\right)$$

bestimmt werden, wofür man nehmen kann

$$\frac{a}{R} = 0,25 \text{ bis } 0,4 \quad \dots \dots \dots (196)$$

$$\frac{b}{r} = 0,25 \quad \dots \dots \dots (197)$$

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{1}{50} \text{ bis } \frac{1}{100} \quad \dots \dots \dots (198)$$

$$\frac{\sigma}{r} = \frac{1}{50} \text{ bis } \frac{1}{100} \quad \dots \dots \dots (199^*)$$

\*) Gusseiserne Schaufeln werden ungefähr eineinhalb bis zweimal so dick genommen als Stahl- oder Eisenblechschaufeln und letztere erhalten 4 bis 8 mm Dicke je nach der Größe des Turbinenrades.

Häufig macht man die Schaufeln des Leitapparates aus Stahl- oder Eisenblech und jene des Turbinenrades aus Gusseisen und es bedarf in jedem Falle in der Rechnung noch einer Correctur in Bezug auf die verschiedene Schaufeldicke bei  $\alpha$  und  $\delta$ . Entnimmt man hiefür  $s_2$  aus dem Schaufelplan, so erhält man den zugehörigen Wert von  $a_2$  aus der Gl.

$$a_2 = \frac{Q}{w_1 \cdot i_1 \cdot s_2}$$

1. Beispiel. Für die im 1. Beispiele Seite 143 in Betracht gezogene Jonvalturbine ist der mittlere Halbmesser des Turbinenrades und die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle zu berechnen.

In dem genannten Beispiele wurde der Winkel

$$\alpha = 20^{\circ}$$

$$\beta = 110^{\circ}$$

gefunden. Es ist ferner nach den dortigen Angaben

$$Q = 1,25 \text{ kbm pro Sekunde}$$

$$H = 1,6 \text{ m}$$

und wenn man diese Werte in Gl. (172 setzt und nach Gl. (175

$$k = 0,9$$

nimmt, so erhält man die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate

$$\begin{aligned} c &= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot \sin \beta}{\cos \alpha \cdot \sin (\beta - \alpha)}} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6 \cdot \sin 110^{\circ}}{\cos 20^{\circ} \cdot \sin 90^{\circ}}} = \\ &= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6 \cdot \cos 20^{\circ}}{\cos 20^{\circ}}} = 0,9 \cdot \sqrt{9,81 \cdot 1,6} = 3,565 \text{ m} \end{aligned}$$

und nach Gl. (173 die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am mittleren Halbmesser  $R$

$$\begin{aligned} v &= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot \sin (\beta - \alpha)}{\cos \alpha \cdot \sin \beta}} = 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6 \cdot \sin 90^{\circ}}{\cos 20^{\circ} \cdot \sin 110^{\circ}}} = \\ &= 0,9 \cdot \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,6}{\cos^2 20^{\circ}}} = \frac{0,9}{\cos 20^{\circ}} \sqrt{9,81 \cdot 1,6} = \frac{0,9}{0,94} \cdot 3,961 = 3,792 \text{ m} \end{aligned}$$

Wählt man nun nach Gl. (188 und (189 die Schaufelzahlen

$$i = 18$$

$$i_1 = 26$$

und nach Gl. (196 das Verhältnis

$$\frac{a}{R} = 0,3$$

endlich nach Gl. (198 das Verhältnis für Eisenblechschaufeln

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{1}{100} = 0,01$$

so erhält man den mittleren Halbmesser des Turbinenrades nach Gl. (178

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{\frac{Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{R}\right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{1,25}{3,565 \cdot 0,3 \cdot (2 \cdot 3,142 \cdot \sin 20^{\circ} - 18 \cdot 0,01)}} = \end{aligned}$$

Bei Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung (Schwammkrugturbinen) können die Schaufeln an der Austrittsstelle im ebenen Theile am Anfang schwächer gehalten und gegen das Ende zu wieder verstärkt werden.

$$= \sqrt{\frac{1,25}{3,565 \cdot 0,3 (2 \cdot 3,142 \cdot 0,342 - 18 \cdot 0,01)}} = 0,770 \text{ m}$$

und hiermit

$$a = 0,3 \cdot R = 0,3 \cdot 0,77 = 0,231 \sim 0,230 \text{ m}$$

$$\sigma = 0,01 \cdot R = 0,01 \cdot 0,77 = 0,0077 \sim 0,0075 \text{ m}$$

oder

$$R = 770 \text{ mm}$$

$$a = 230 \text{ mm}$$

$$\sigma = 7,5 \text{ mm}$$

welche Dimensionen als ganz passend beibehalten werden können.

Hiernach ergibt sich die Umdrehungszahl der Turbinenwelle aus Gl. (174)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{3,792}{0,770} = 47,02 \sim 47$$

2. *Beispiel.* Für eine Girardturbine, welche bei der maximalen Wassermenge  $Q = 1,25 \text{ km}^3$  pro Secunde und dem Gefälle  $H = 1,6 \text{ m}$  voll beaufschlagt wird, wurde im 2. Beispiele Seite 144 die Winkel

$$\alpha = 24^\circ$$

$$\beta = 48^\circ$$

bestimmt. Es ist der mittlere Halbmesser  $R$  des Turbinenrades und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute zu berechnen.

Nimmt man nach Gl. (175) den Coefficient

$$k = 0,9$$

so erhält man nach Gl. (1 Note S. 146) die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = k \cdot \sqrt{2g \cdot H} = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,6} = 0,9 \cdot 4,43 \cdot \sqrt{1,6} = 5,043 \text{ m}$$

Ferner erhält man nach Gl. (2 Note Seite 146) die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit  $v$  am mittleren Halbmesser  $R$  des Turbinenrades

$$v = \frac{k}{2 \cos \alpha} \cdot \sqrt{2g H} = \frac{0,9}{2 \cdot \cos 24^\circ} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,6} =$$

$$= \frac{0,9}{2 \cdot 0,914} \cdot 4,43 \cdot \sqrt{1,6} = 2,76 \text{ m}$$

Wählt man nun nach Gl. (190 und (191) die Schaufelzahlen

$$i = 24$$

$$i_1 = 36$$

und nach Gl. (196) das Verhältniß

$$\frac{a}{R} = 0,25$$

ferner nach Gl. (198) das Verhältniß für Eisenblechschaufeln

$$\frac{\sigma}{R} = \frac{1}{100} = 0,01$$

so erhält man den mittleren Halbmesser  $R$  des Turbinenrades nach Gl. (178)

$$R = \sqrt{\frac{Q}{e \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \frac{\sigma}{R}\right)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,25}{5,043 \cdot 0,25 \cdot (2 \cdot 3,142 \cdot \sin 24^\circ - 24 \cdot 0,01)}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,25}{1,261 \cdot (6,284 \cdot 0,407 - 0,24)}} = 0,655 \text{ m}$$

Ferner wird

$$a = 0,25 \cdot R = 0,25 \cdot 0,655 \text{ m} = 0,164 \sim 0,165 \text{ m}$$

$$\sigma = 0,01 \cdot R = 0,00655 \sim 0,0065 \text{ m}$$

oder

$$R = 655 \text{ mm}$$

$$a = 165 \text{ mm}$$

$$\sigma = 6,5 \text{ mm}$$

und diese Dimensionen können ganz passend beibehalten werden.

Es ergibt sich hiermit die Umdrehungszahl der Turbinenwelle aus Gl. (174)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{2,76}{0,655} = 40,23 \sim 40$$

*Anmerkung.* Würde man für den Winkel  $\alpha$  einen kleineren Wert als  $24^\circ$  genommen haben, so würden sich auch für  $\delta$  und  $v$  kleinere Werte ergeben haben, hingegen würde  $R$  größer werden und sich somit eine größere aber langsamere laufende Turbine ergeben haben.

Der Vergleich mit dem vorstehenden 1. Beispiele, in welchem eine Jonvalturbine für die constante Wasserkraft gleicher Größe berechnet ist, lässt deutlich den theoretischen Unterschied dieser beiden Turbinensysteme erkennen.

*3. Beispiel.* Es ist der mittlere Halbmesser des Turbinenrades und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle zu berechnen, für eine achsiale Partial-Girardturbine nach Fig. 1, Taf. XVII, für die maximale Wassermenge  $Q = 0,3 \text{ km}^3$  pro Secunde und das nutzbare Gefälle  $H = 16 \text{ m}$ .

Für diese Turbine wurde bereits (im 4. Beispiel Seite 145) gefunden

$$\alpha = 16^\circ$$

$$\beta = 32^\circ$$

Setzt man nach Gl. (175) den Coefficient

$$k = 0,9$$

so erhält man nach Gl. (1 Note Seite 146) die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = 0,9 \cdot \sqrt{2g \cdot H} = 0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 16} = 0,9 \cdot 4,43 \cdot 4 = 15,948 \sim 15,95 \text{ m}$$

Die vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am mittleren Halbmesser  $R$  ergibt sich nach Gl. (2 Note Seite 146

$$v = \frac{0,9}{2 \cdot \cos \alpha} \sqrt{2g \cdot H} = \frac{15,95}{2 \cdot \cos 16^\circ} = \frac{15,95}{2 \cdot 0,961} = 8,298 \sim 8,3 \text{ m}$$

Schätzt man nun im Hinblick auf Gl. (192 die Schaufelzahl durch  $m = 6$  theilbar

$$i = 66$$

und wählt nach Gl. (196 das Verhältnis

$$\frac{a}{R} = 0,25$$

ferner nach Gl. (198 für Eisenblechschaufeln

$$\frac{\sigma}{R} = 0,01$$

Nimmt man ferner an, dass der Leitapparat nur über  $\frac{1}{6}$  des Turbinenradumfangs ausgeführt werden soll, setzt also die Anzahl der auszuführenden Leitcanäle  $\frac{1}{6} \cdot i$  und somit

$$m = 6$$

so erhält man den mittleren Halbmesser  $R$  des Turbinenrades aus der Gl. (179

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{\frac{m \cdot Q}{c \cdot \left(\frac{a}{R}\right) \cdot \left(2 \pi \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{R}\right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{6 \cdot 0,3}{15,95 \cdot 0,25 \cdot (2 \cdot 3,142 \cdot \sin 16^\circ - 66 \cdot 0,01)}} = \\ &= \sqrt{\frac{6 \cdot 0,3}{15,95 \cdot 0,25 \cdot (2 \cdot 3,142 \cdot 0,276 - 0,66)}} = 0,648 \sim 0,65 \text{ m} \end{aligned}$$

Mit diesem Werte von  $R$  erhält man zunächst nach Gl. (192 die richtige Schaufelzahl

$$i = 35 + 50 \cdot R = 35 + 50 \cdot 0,65 = 67,5 \sim 66$$

also war die oben getroffene Schätzung ganz passend und es kann mithin der soeben berechnete Wert für  $R$  beibehalten werden.

*Anmerkung.* Würde das Ergebnis für  $i$  sehr weit von der Schätzung abweichen, so wäre mit einem neuen besser passenden Werte von  $i$  die Rechnung nochmals durchzuführen.

Man erhält nun

$$a = 0,25 \cdot R = 0,25 \cdot 0,65 = 0,162 \sim 0,165 \text{ m}$$

$$\sigma = 0,01 \cdot R = 0,01 \cdot 0,65 = 0,0065 \text{ m}$$

oder in Millimeter ausgedrückt

$$R = 650 \text{ mm}$$

$$a = 165 \text{ mm}$$

$$\sigma = 6,5 \text{ mm}$$

welche Werte als ganz passend beibehalten werden können.

Man erhält nun die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle nach Gl. (174)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{R} = 9,549 \cdot \frac{8,3}{0,65} = 121,92 \sim 122$$

*Anmerkung.* Das Turbinenrad in diesem Beispiel hat nahezu den gleichen Halbmesser  $R$  und die gleiche Kranzweite  $a$  wie jenes im vorhergegangenen Beispiele ebenfalls einer Girardturbine angehörige, aber es ist ein ganz anderes Rad und es dürfte sich die Nebeneinanderstellung dieser beiden Beispiele, wie vorher die Nebeneinanderstellung der Girardturbine und der für das gleiche Gefälle und die gleiche aber constante Wassermenge gebauten Jonvalturbine für das Verständnis der Gesetze des Turbinenbaues förderlich erweisen.

4. *Beispiel.* Für die maximale Wassermenge  $Q = 0,1 \text{ km}^3$  pro Secunde einer veränderlichen Wasserkraft mit  $H = 20 \text{ m}$  nutzbarem Gefälle wird eine radiale Partial-Girardturbine mit innerer Beaufschlagung und horizontaler Drehungsachse (Schwammkrugturbine) nach Fig. 1 bis 4, Taf. XX, gebaut. Es ist der innere und äußere Halbmesser des Turbinenrades und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle zu berechnen.

Für diese Turbine wurde bereits (im 5. Beispiele Seite 145) gefunden

$$\alpha = 24^\circ$$

$$\beta = 48^\circ$$

Nimmt man nach Gl. (175) den Coefficient

$$k = 0,85$$

so erhält man nach Gl. (1 Note S. 146) die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = 0,85 \cdot \sqrt{2g \cdot H} = 0,85 \cdot 4,43 \cdot \sqrt{20} = 16,83 \text{ m}$$

Es ergibt sich ferner die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am inneren Halbmesser  $r$  desselben nach Gl. (2 Note S. 146).

$$v = \frac{0,85}{2 \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{2g \cdot H} = \frac{16,83}{2 \cdot \cos 24^\circ} = \frac{16,83}{2 \cdot 0,914} = 9,20 \text{ m}$$

Schätzt man die Schaufelzahl im Hinblick auf Gl. (194) durch 12 theilbar und nimmt

$$m = 12$$

$$i = 48$$

Setzt man ferner nach Gl. (197) das Verhältnis

$$\frac{b}{r} = 0,25$$

und nach Gl. (199) das Verhältnis

$$\frac{\sigma}{r} = 0,01$$

so ergibt die Gl. (180) den inneren Halbmesser des Turbinenrades

$$\begin{aligned} r &= \sqrt{\frac{m \cdot Q}{c \cdot \left(\frac{b}{r}\right) \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \sin \alpha - i \frac{\sigma}{r}\right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{12 \cdot 0,1}{16,83 \cdot 0,25 (2 \cdot 3,142 \cdot \sin 24^\circ - 48 \cdot 0,01)}} = \\ &= \sqrt{\frac{1,2}{4,21 \cdot (6,284 \cdot 0,407 - 0,48)}} = 0,37 \text{ m} \end{aligned}$$

Es ergibt sich somit die Schaufelzahl nach Gl. (194)

$$(i) = 35 + 50 \cdot r = 35 + 50 \cdot 0,37 = 53,5$$

also ist annähernd dem entsprechend

$$i = 48$$

wie bereits gewählt passend beizubehalten, daher vorstehend  $i$  eingeklammert.

Es wird ferner

$$b = 0,25 \cdot r = 0,25 \cdot 0,37 = 0,0925 \sim 0,095 \text{ m}$$

$$\sigma = 0,01 \cdot r = 0,01 \cdot 0,37 = 0,0037 \sim 0,004 \text{ m}$$

oder in Millimeter ausgedrückt

$$r = 370 \text{ mm}$$

$$b = 95 \text{ mm}$$

$$\sigma = 4 \text{ mm}$$

welche Verhältnisse ganz passend erscheinen und daher beibehalten werden können.

Der Berechnung des Winkels  $\delta$  (im 5. Beispiele Seite 145) lag die Bedingung zu Grunde

$$\frac{r}{r_1} = 0,8 = \frac{4}{5}$$

und es ergibt sich hiermit der äußere Halbmesser des Turbinenrades

$$r_1 = \frac{5}{4} r = \frac{5}{4} \cdot 370 = 462,5 \sim 465 \text{ mm}$$

Die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle ergibt sich nach Gl. (174)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{r} = 9,549 \cdot \frac{9,2}{0,37} = 237,43 \sim 237$$

5. *Beispiel.* Es ist ein Tangentialrad mit Ausweitung und Ventilation als Girardturbine auszuführen für die maximale Wassermenge  $Q = 0,2 \text{ km}^3$  pro Secunde und das nutzbare Gefälle  $H = 15,5 \text{ m}$ . Wie groß soll der äußere Halbmesser  $r$  des Turbinenrades, der innere Halbmesser  $r_1$  desselben und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute gemacht werden?

Nimmt man für diese Turbine, wie im 6. Beispiele Seite 146 geschehen

$$\alpha = 14^\circ$$

$$\beta = 28^\circ$$

$$\frac{r}{r_1} = 1,2$$

$$\frac{b_1}{b_2} = 0,5$$

und ferner nach Gl. (175 den Coefficient

$$k = 0,85$$

so erhält man nach Gl. (1 Note Seite 146 die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparat

$$c = 0,85 \cdot \sqrt{2g \cdot H} = 0,85 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 15,5} = 14,8 \text{ m}$$

und nach Gl. (2 Note Seite 146 die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenrades am äußeren Halbmesser  $r$  desselben

$$v = \frac{0,85}{2 \cdot \cos \alpha} \cdot \sqrt{2g \cdot H} = \frac{14,8}{2 \cdot \cos 14^\circ} = \frac{14,8}{2 \cdot 0,97} = 7,63 \text{ m}$$

Schätzt man nun die Schaufelzahl im Hinblick auf Gl. (194 durch 10 theilbar und nimmt unter Voraussetzung eines einseitigen Einlaufes

$$m = 10$$

$$i = 70$$

und nimmt nach Gl. (197 das Verhältnis

$$\frac{b}{r} = 0,25$$

und nach Gl. (199 das Verhältnis

$$\frac{\sigma}{r} = 0,01$$

so ergibt die Gl. (180 den äußeren Halbmesser des Turbinenrades

$$\begin{aligned} r &= \sqrt{\frac{m \cdot Q}{c \cdot \left(\frac{b}{r}\right) \cdot \left(2 \pi \cdot \sin \alpha - i \cdot \frac{\sigma}{r}\right)}} = \\ &= \sqrt{\frac{10 \cdot 0,2}{14,8 \cdot 0,25 \cdot (2 \cdot 3,142 \cdot \sin 14^\circ - 70 \cdot 0,01)}} = \\ &= \sqrt{\frac{2}{3,7 \cdot (6,284 \cdot 0,242 - 0,7)}} = 0,81 \text{ m} \end{aligned}$$

Hiermit erhält man die Schaufelzahl nach Gl. (194

$$i = 35 + 50 \cdot r = 35 + 50 \cdot 0,81 = 75,5 \sim 70$$

also war obige Schätzung von  $i$  gut und es kann der vorstehend berechnete Wert für  $r$  beibehalten werden.

Man erhält hiermit

$$b = 0,25 \cdot r = 0,25 \cdot 0,81 = 0,202 \sim 0,20 \text{ m}$$

$$\sigma = 0,01 \cdot r = 0,01 \cdot 0,81 = 0,0081 \sim 0,008 \text{ m}$$

$$r_1 = \frac{r}{1,2} = \frac{0,81}{1,2} = 0,675 \text{ m}$$

oder in Millimeter ausgedrückt

$$r = 810 \text{ mm}$$

$$r_1 = 675 \text{ mm}$$

$$b = 200 \text{ mm}$$

$$\sigma = 8 \text{ mm}$$

Die Anzahl der Schaufeln des Turbinenrades wird nach Gl. (194)

$$i_1 = i + 1 = 71$$

und die Umdrehungszahl der Turbinenwelle nach Gl. (174)

$$n = 9,549 \cdot \frac{v}{r} = 9,549 \cdot \frac{7,63}{0,81} = 90$$

*Anmerkung.* Die Anzahl der auszuführenden Canäle des Leitapparates wird

$$\frac{i}{m} = \frac{70}{10} = 7.$$

die Schaufeltheilung nach Gl. (183)

$$e = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{i} = \frac{2 \cdot 3,142 \cdot 810}{70} = 72,7 \text{ mm}$$

und die normale Weite der Austrittsöffnung eines Canales nach Gl. (182)

$$s = e \cdot \sin \alpha - \sigma = 72,7 \cdot \sin 14^\circ - 8 = 72,7 \cdot 0,242 - 8 = 9,6 \text{ mm}$$

und somit der normale Ausflussquerschnitt eines Canales

$$b \cdot s = 200 \cdot 9,6 = 1920 \text{ qmm} = 0,001920 \text{ qm}$$

also der Ausflussquerschnitt aller 7 Canäle

$$F = 7 \cdot 0,001920 = 0,013440 \text{ qm}$$

und weil die Austrittsgeschwindigkeit

$$c = 14,8 \text{ m}$$

gefunden wurde, so ergibt sich die pro Secunde durch den Leitapparat dem Turbinenrade zufließende Aufschlagwassermenge

$$Q = F \cdot c = 0,01344 \cdot 14,8 = 0,1989 \sim 0,2 \text{ kbm}$$

und hiermit ist die Probe für vorstehende Berechnung durchgeführt.

Wollte man aus irgend welchen Gründen eine größere normale Weite der Austrittsöffnung als obige 9,6 mm also weniger als 7 Leitcanäle ausführen, so ist unter Beibehaltung sämtlicher übrigen Dimensionen nur

$$F = 0,01344 \text{ qm}$$

constant zu halten, also wenn z. B. nur 3 Leitcanäle angewendet werden sollen, die normale Weite der Austrittsöffnung  $s'$  eines Canals zu setzen

$$s' = \frac{7}{3} \cdot s = \frac{7}{3} \cdot 9,6 = 22,4 \text{ mm}$$

und hiermit ergibt sich die neue Schaufeltheilung  $e'$  für den Leitapparat aus der Gl.

$$e' = \frac{s' + \sigma}{\sin \alpha}$$

und wenn für  $\sigma$  die berechnete Größe

$$\sigma = 8 \text{ mm}$$

beibehalten wird

$$e' = \frac{22,4 + 8}{\sin 14^\circ} = \frac{30,4}{0,242} = 124 \text{ mm}$$

Aus der *Canalweite* oder *Kranzbreite*  $a$  bei Achsialturbinen,  $b$  bei Radialturbinen, des Leitapparates ergeben sich die Kranzbreite  $a_1$  und  $a_2$  für Achsialturbinen,  $b_1$  und  $b_2$  für Radialturbinen, des Turbinenrades, unter Bezugnahme auf die Figuren 4, Taf. XV und 5, Taf. XVI, und zwar:

für Reactions- und Grenzturbinen

$$a_1 = a \quad \dots \dots \dots (200)$$

$$b_1 = b \quad \dots \dots \dots (201)$$

für Actionsturbinen (Druckturbinen) mit Ausweitung und Ventilation

$$a_1 = a + (10 \text{ bis } 25 \text{ mm}) \quad \dots \dots \dots (202)$$

$$b_1 = b + (10 \text{ bis } 25 \text{ mm}) \quad \dots \dots \dots (203)$$

Ist hiernach  $a_1$  beziehungsweise  $b_1$  berechnet, so ergibt sich  $a_2$  beziehungsweise  $b_2$  aus den in (Gl. 165 bis 171 enthaltenen Angaben.

Die *Kranzhöhe* ergibt sich für Radialturbinen schon aus der Differenz der beiden Radialmesser, bei Achsialturbinen dagegen muss dieselbe ( $b$  für den Leitapparat,  $b_1$  für das Turbinenrad, wie in Fig. 4, Taf. XV und Fig. 5 bis 7, Taf. XVI, cotirt) besonders bestimmt werden, und kann man nehmen:

für *Jonvalturbinen*

die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \frac{1}{3} \cdot R \quad \dots \dots \dots (204)$$

die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \frac{3}{2} \cdot b_1 \quad \dots \dots \dots (205)$$

für *Girardturbinen*

die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \frac{1}{4} \cdot R \quad \dots \dots \dots (206)$$

die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \frac{3}{4} \cdot b_1 \quad \dots \dots \dots (207)$$

1. *Beispiel.* Eine Jonvalturbine erhält nach der im 1. Beispiele S. 156 durchgeführten Berechnung die Canalweite oder Kranzbreite des Leitapparates

$$a = 230 \text{ mm}$$

und den mittleren Radhalbmesser

$$R = 770 \text{ mm}$$

Es ist die Kranzbreite und Kranzhöhe des Turbinenrades und die Kranzhöhe des Leitapparates zu berechnen.

Nach Gl. (200 ist die Kranzbreite des Turbinenrades

$$a_1 = a = 230 \text{ mm}$$

Nach Gl. (204 ist die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \frac{1}{3} \cdot R = \frac{1}{3} \cdot 770 = 256,7 \sim 260 \text{ mm}$$

und nach Gl. (205 die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \frac{3}{2} \cdot b_1 = 390 \text{ mm}$$

2. *Beispiel.* Für eine achsiale Partial-Girardturbine wurden im 3. Beispiele S. 158 folgende Dimensionen festgestellt:

Canalweite oder Kranzbreite des Leitapparates

$$a = 165 \text{ mm}$$

mittlerer Halbmesser des Turbinenrades

$$R = 650 \text{ mm}$$

Verhältnis für die Radausweitung

$$\frac{a_1}{a_2} = 0,4 .$$

Wie groß ist die Kranzbreite und die Kranzhöhe des Turbinenrades und wie groß die Kranzhöhe des Leitapparates zu machen?

Man erhält nach Gl. (202 die Kranzbreite des Turbinenrades an der Eintrittsstelle des Wassers, wenn man für die Constante 20 mm nimmt

$$a_1 = a + 20 \text{ mm} = 165 + 20 = 185 \text{ mm}$$

und hiermit ergibt sich aus dem Verhältnis

$$\frac{a_1}{a_2} = 0,4$$

die Kranzbreite an der Austrittsstelle des Wassers

$$a_2 = \frac{a_1}{0,4} = \frac{185}{0,4} = 462 \sim 460 \text{ mm}$$

Ferner erhält man nach Gl. (206 die Kranzhöhe des Turbinenrades

$$b_1 = \frac{1}{4} \cdot R = \frac{1}{4} \cdot 650 = 162 \sim 160 \text{ mm}$$

und nach Gl. (207 die Kranzhöhe des Leitapparates

$$b = \frac{3}{4} \cdot b_1 = \frac{3}{4} \cdot 160 = 120 \text{ mm}$$

Zur vollständigen Dimensionirung des Leitapparates und Laufrades ist nun noch die Bestimmung der Festigkeitsdimensionen

erforderlich, also die Bestimmung der Wandstärken des Kranzes, der Radarme und Naben, und man kann nehmen:

Die Wandstärke der beiden Wände des Leitapparatkranzes und der Wand des Turbinenradkranzes, an welcher die Arme befestigt sind,

bei angegossenen gusseisernen Schaufeln

$$\delta_1 = 15^{\text{mm}} + 0,008 \cdot R \quad \dots \quad (208)$$

bei eingegossenen und eingenieteten Stahl- oder Eisenblechschaufeln

$$\delta'_1 = \frac{9}{8} \cdot \delta_1 \quad \dots \quad (209)$$

Die Wandstärke der zweiten Wand des Turbinenradkranzes

$$\delta'_2 = 0,9 \cdot \delta_1 \quad \dots \quad (210)$$

Die Anzahl der Arme des Turbinenrades

$$A = 2 + 0,0025 \cdot R \quad \dots \quad (211)$$

Bezeichnet für den bis zum Achsenmittel verlängert gedachten Arm  $\delta$  die Armdicke parallel zur Achse und  $h$  die Armhöhe normal zur Achse gemessen, für den Armquerschnitt im Achsenmittel,  $P$  die Kraft am Turbinenhalbmesser, so erhält man

$$P \cdot R = \frac{1}{6} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \quad \dots \quad (212)$$

wobei

$$P \cdot R = 716200 \cdot \frac{N_n}{n} \quad \dots \quad (213)$$

Setzt man in Gl. (212)

$$\delta = \frac{1}{4} h \quad \dots \quad (214)$$

$$S = 1 \text{ kg/qmm} \quad \dots \quad (215)$$

$$\delta \cdot S = \frac{1}{4} \cdot h \quad \dots \quad (216)$$

so erhält man für die Bestimmung der Armhöhe die Gl.

$$h = \sqrt[3]{24} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} = 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} \quad \dots \quad (217)$$

Ist noch  $D$  der Durchmesser der Bohrung des Turbinenrades,  $\delta_2$  die Wandstärke der Nabe und  $l_2$  die Nabelänge desselben, so kann man nehmen

$$l_2 = 1,25 D \text{ bis } 1,5 D \quad \dots \quad (218)$$

$$\delta_2 = 10^{\text{mm}} \text{ bis } \frac{1}{3} D \quad \dots \quad (219)$$

Bezeichnet ferner

$d'$  den Durchmesser der schmiedeisernen Turbinenwelle,

$d$  den Durchmesser einer gleichfesten vollen gusseisernen Turbinenwelle,

$d_a$  den äußeren und  $d_i$  den inneren Durchmesser der gleich festen hohlen gusseisernen Welle (Fig. 5, Taf. XVI)

$N_n$  den von der Turbinenwelle zu übertragenden Nutzeffekt in Pferdekraften,

$n$  die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle, so kann man nehmen

$$d' = 20^{\text{mm}} + 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} \quad \dots \quad (220)$$

$$d = \frac{1}{3} \cdot d' \quad \dots \quad (221)$$

$$\frac{d_a}{d} = \frac{1}{\sqrt[3]{1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4}} \quad \dots \quad (222)$$

und für gewöhnliche Fälle

$$\frac{d_i}{d_a} = 0,6 \text{ bis } 0,7 \quad \dots \quad (223)$$

und hierfür aus Gl. (222)

$$\frac{d_a}{d} = 1,05 \text{ bis } 1,10 \quad \dots \quad (224)$$

Die hohle gusseiserne Turbinenwelle kommt gewöhnlich vor bei vertikaler Welle und Überwasserzapfen und es ist dann  $d_i$  dadurch bestimmt, dass in der hohlen Welle die Tragsäule und die aus Metall hergestellte, in die hohle gusseiserne Welle eingepasste Lagerbüchse noch Platz finden muss.

Die Nabelnänge des Turbinenrades wird gleich  $1,25 d'$  bis  $1,5 d'$  und die Wandstärke der Nabe gleich  $10^{\text{mm}} + \frac{1}{3} \cdot d'$  bis  $\frac{1}{2} \cdot d'$ .

*1. Beispiel.* Für eine Jonvalturbine sind folgende Daten gegeben oder berechnet:

$$Q = 1,25 \text{ kbm pro Secunde; } H = 1,6 \text{ m; } N_n = 18,67 \text{ e; } n = 47; \\ a = 20^\circ; \beta = 110^\circ; \delta = 19^\circ; i = 18; i_1 = 26; R = 770 \text{ mm; } \\ a = a_1 = 230 \text{ mm; } \sigma = 7,5 \text{ mm; } \sigma_1 = 13 \text{ mm; } b = 390 \text{ mm; } b_1 = 260 \text{ mm.}$$

Es sind die Wandstärken des Leitapparates und des Turbinenrades und die Armdimensionen des letzteren zu berechnen.

Man erhält nach Gl. (208) die Wandstärke des Turbinenradkranzes, weil hier angegossene gusseiserne Schaufeln in Betracht stehen

$$\delta_1 = 15 \text{ mm} + 0,008 \cdot R = 15 + 0,008 \cdot 770 = 21 \text{ mm}$$

Der Leitapparat erhält eingegossene Eisenblechschaufeln und mithin die Wandstärke nach Gl. (209)

$$\delta'_1 = \frac{9}{8} \cdot \delta_1 = \frac{9}{8} \cdot 21 = 23,6 \sim 24 \text{ mm.}$$

Die Anzahl der Arme des Turbinenrades wird nach Gl. (211

$$A = 2 + 0,0025 \cdot R = 2 + 0,0025 \cdot 770 = 3,9 \sim 4.$$

Es wird ferner nach Gl. (213

$$PR = 716200 \cdot \frac{N_n}{n} = 716200 \cdot \frac{18,67}{47} = 284500$$

und hiermit nach Gl. (217 die Armhöhe

$$h = 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{A}} = 2,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{284500}{4}} = 120 \text{ mm}$$

somit nach Gl. (214 die Armdicke

$$\delta = \frac{1}{4} \cdot h = \frac{1}{4} \cdot 120 = 30 \text{ mm}$$

2. Beispiel. Es ist der Durchmesser der Turbinenwelle für die im vorstehenden 1. Beispiele angegebene Jonvalturbine zu berechnen, wenn dieselbe mit Unterwasserzapfen ausgeführt wird.

Da die Turbine mit Unterwasserzapfen ausgeführt wird, kann die Welle aus Schmiedeisen hergestellt werden und man erhält hiefür nach Gl. (220 den Durchmesser

$$d = 20 \text{ mm} + 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_n}{n}} = 20 + 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{18,67}{47}} = 110 \text{ mm}$$

Würde man dieselbe jedoch hohl aus Gusseisen herstellen wollen, so wäre zu nehmen nach Gl. (221 der Durchmesser der vollen gusseisernen Welle

$$d = \frac{4}{3} \cdot d' = \frac{4}{3} \cdot 110 = 146,7 \sim 150 \text{ mm}$$

Ferner ist nach Gl. (223 das Höhlungsverhältnis

$$\frac{d_i}{d_a} = 0,7$$

und somit nach Gl. (224

$$d_a = 1,10 \cdot d = 1,10 \cdot 150 = 165 \text{ mm}$$

$$d_i = 0,7 \cdot d_a = 0,7 \cdot 165 = 115,5 \sim 115 \text{ mm}$$

Die Dimensionierung der Zahnräder der Turbinen ist mit größter Sorgfalt auszuführen und dienen hierzu folgende Anhaltspunkte:

Die Theilung der Zahnräder Eisen in Eisen wird wieder nach Gl. (78, P. I., berechnet, wobei man, weil die hier in Betracht stehenden Räder bedeutender Abnützung unterliegen, Cycloidenverzahnung anwendet und das Verhältnis  $\psi$  der Zahnbreite  $b$  zur Theilung  $t$

$$\psi = \frac{b}{t} = 3 \text{ bis } 3,5 \text{ bis } 4 \dots \dots \dots (225)$$

ferner die Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser setzen kann

$S = 1,67$  bis  $1,43$  bis  $1,25$  kg/qmm . . . . . (226)  
wobei die breiteren Räder mit Rücksicht auf größere Abnützung und sohin mit geringerer Beanspruchung vorausgesetzt sind.

Die Abnützung wird aber unter gleichen Verhältnissen umso größer je größer die Umfangsgeschwindigkeit  $v$  der Räder im Theilkreise ist und kann man nehmen

$$\psi = \frac{b}{t} = 3; S = 1,67 \text{ kg/qmm}; \text{ für } v \leq 8 \text{ m pro Sec.} \quad (227)$$

$$\psi = \frac{b}{t} = 3,5; S = 1,43 \text{ kg/qmm}; \text{ für } v = 8 \text{ bis } 10 \text{ m} \\ \text{pro Sec.} \quad \dots \dots \dots (228)$$

$$\psi = \frac{b}{t} = 4; S = 1,25 \text{ kg/qmm}; \text{ für } v > 10 \text{ m pro Sec.} \quad (229)$$

Hiermit erhält man in allen Fällen

$$\psi \cdot S = 5 \quad \dots \dots \dots (230)$$

und man erhält die Theilung wieder nach Gl. (84 und (85, S. 83, P. Leitfd. d. Mschb. I, oder nach der zugehörigen Tabelle S. 83, wobei zu bemerken ist, dass Theilungen über  $100 \text{ mm}$  nicht zu empfehlen sind und deshalb die in der Tabelle angegebene Stichzahl 30, die größte, überhaupt zweckmäßiger Weise zulässige Stichzahl ist.

Für die Bestimmung der Theilung für die hier zumeist angewendeten Räder Holz in Eisen, sowie des Radhalbmessers und der Zähnezahlen der Zahnräder gelten alle in der Note S. 209, P. Lfd. d. Mschb. I. Abth., angegebenen Regeln.

Nachstehend sind mit Rücksicht auf den unmittelbaren Gebrauch in der Praxis nach guten Ausführungen einfache Formeln für die Bestimmung der noch übrigen Dimensionen der Zahnräder beigefügt.

*Der Querschnitt des Zahnkranzes* wird bei Zahnrädern mit Eisenzähnen nach Fig. 2 bis 4, Taf. XXI, bei Zahnrädern mit Holzzähnen (Kämmen, Kammräder) nach Fig. 5 und 6, Taf. XXI, ausgeführt.

Die Holzzähne werden bis zu  $180 \text{ mm}$  Breite eventuell bis  $200 \text{ mm}$  Zahnbreite aus einem Stück, bei größerer Zahnbreite bis  $360$  eventuell  $400 \text{ mm}$  aus zwei Stücken wie in Fig. 6, Taf. XXI, hergestellt.

*Die Radarme* werden radial gestellt wie in Fig. 2 bis 4,

Taf. XXI, und erhalten in der in der Radebene liegenden Hauptrippe eine Verjüngung gegen den Radkranz zu derart, dass die in Fig. 2, Taf. XXI, cotirte Dimension  $h$  im Radmittel oder für größere Sicherheit am Umfange der Radnabe gilt, an dem an den Zahnkranz anschließenden Querschnitte aber nur mit  $h_1 = (0,75 \text{ bis } 0,85) h$  ausgeführt wird, wie in Fig. 2, Taf. XXI, cotirt. Die Dimension  $\delta$  bleibt beim Rippenquerschnitt in der ganzen Armlänge gleich groß, oder sie wird wie beim ovalen Querschnitt gegen den Radkranz zu ebenfalls auf  $\delta_1 = \frac{3}{4} \delta$  bis  $0,85 \delta$  verjüngt.

Die eingeschriebenen Coten beziehen sich durchwegs auf die Theilung  $t$  für Eisen in Eisen nach Gl. (84 und (85, P. Leitfd. d. Mschb. I. Abth. S. 83 und auf den Durchmesser  $d$  der dem Zahnrade gleichwertigen, d. h. für die gleiche Kraftübertragung dimensionirten schmiedeisernen Transmissionswelle nach Gl. (14 und (16 P. Leitfd. d. Mschb. I. Abth. S. 16 und 17 und es bezeichnet  $\delta$  die Dicke des Eisenzahnes im Theilkreise

$$\delta = \frac{10}{21} \cdot t \dots \dots \dots (231)$$

Für den Rippenquerschnitt der Arme wird passend

$$\delta = \frac{1}{5} h \dots \dots \dots (232)$$

und für den ovalen Querschnitt

$$\delta = \frac{1}{2} h \dots \dots \dots (233)$$

$h$  und  $\delta$  sind die Dimensionen derjenigen Rippe, welche parallel zur Radebene läuft und hinsichtlich der Festigkeit allein in Betracht gezogen wird; gemessen im Radmittel. Die Nebenrippe dient blos zur Versteifung.

Bezeichnet:

$A$  die Anzahl der Radarme gleich der dem Verhältnisse  $\frac{R}{d}$  zunächst gelegenen ganzen Zahl.

$S$  die Beanspruchung der Arme gleich jener der Zähne in der stärkstgespannten Faser,

$\psi = \frac{b}{t}$  das Verhältniß der Zahnbreite der Theilung,

so ist nach Gl. (230

$$\psi \cdot S = 5$$

woraus

$$S = \frac{5}{\psi} \dots \dots \dots (234)$$

Bezeichnet ferner:

$R$  den Theilkreishalbmesser,

$P$  die übertragene Kraft im Theilkreise für den Armquerschnitt im Radmittel, so ist

a) für den Rippenquerschnitt

$$PR = \frac{1}{6} \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \dots \dots \dots (235)$$

$$\delta = \frac{1}{5} h \dots \dots \dots (236)$$

$$PR = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{5} \cdot h^3 \cdot \frac{5}{\psi} \cdot A$$

woraus

$$h = \sqrt[3]{6 \cdot \psi \cdot \frac{PR}{A}} = 1,817 \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} \dots (237)$$

b) für den ovalen Querschnitt annähernd als Ellipse berechnet

$$PR = \frac{\pi}{32} \cdot \delta \cdot h^2 \cdot S \cdot A \dots \dots \dots (238)$$

$$\delta = \frac{1}{2} h \dots \dots \dots (239)$$

$$PR = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{1}{2} \cdot h^3 \cdot \frac{5}{\psi} \cdot A$$

woraus

$$h = \sqrt[3]{\frac{64}{5\pi} \cdot \psi \cdot \frac{PR}{A}} = 1,597 \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{PR}{A}} \dots (240)$$

Nimmt man hierzu die Gleichungen

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (241)$$

$$d' = 1,366 \sqrt[3]{PP} \dots \dots \dots (242)$$

so erhält man auch

a) für den Rippenquerschnitt

$$\frac{h}{t} = \frac{1,817}{2,763} \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} = 0,658 \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} \dots (243)$$

$$\frac{h}{d'} = \frac{1,817}{1,366} \cdot \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} = 1,330 \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} \dots \dots \dots (244)$$

b) für den ovalen Querschnitt

$$\frac{h}{t} = \frac{1,597}{2,763} \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} \dots \dots (245)$$

$$\frac{h}{d'} = \frac{1,597}{1,366} \cdot \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} = 1,169 \cdot \sqrt[3]{\frac{\psi}{A}} \dots \dots \dots (246)$$

Die Anzahl der Arme nimmt man gleich 4, 5, 6 oder 8 und kann man als Anhalt nehmen

$$A = \frac{R}{d'} \dots \dots \dots (247)$$

für die Nabe kann man nehmen:

$$\text{die Wandstärke } \delta_2 = \frac{1}{2} d' \dots \dots \dots (248)$$

$$\text{die Länge } l_2 = 1,25 d' \text{ bis } 1,5 d' \text{ so dass } l_2 \geq b \dots (249)$$

Lange Naben werden mit Aushöhlung und beiderseitiger nach dem Wellendurchmesser  $d'$  ausgebohrter Passleiste von der Breite  $\frac{3}{8} d'$  hergestellt.

Der conische Keil von den Dimensionen

$$\begin{aligned} \xi &= 3 \text{ mm} + 0,25 d' \setminus \\ \zeta &= 3 \text{ mm} + 0,15 d' \int \dots \dots \dots (250) \end{aligned}$$

erhält  $\frac{1}{100}$  Anzug in der Radnabe.

1. *Beispiel.* Von einer verticalen Turbinenwelle, welche bei 60 minutlichen Umdrehungen 44 Nutzeffect liefert, ist eine horizontale Turbinenwelle mit 90 minutlichen Umdrehungen durch *Kegelräder Holz in Eisen* zu betreiben. Es sind die Dimensionen der Zahnräder zu bestimmen.

Es ist für das größere Rad

$$N = 44$$

$$n = 60$$

und mithin der Halbmesser desselben nach *Keller*

$$R = (5 + i) \cdot d'$$

wobei

$$i = \frac{90}{60} = 1,5$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{44}{60}} = 120 \cdot \sqrt[3]{0,733} \sim 110 \text{ mm}$$

somit

$$(R) = 6,5 \cdot 110 = 715 \text{ mm}$$

und wegen

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

$$P = \frac{716200 \cdot 0,733}{715} = 734 \text{ kg}$$

Für den zunächst liegenden Wert  $P = 742$  der Tabelle S. 83 P. I. ist für Räder Eisen in Eisen

$$\frac{t}{\pi} = 16; t = 50,265$$

mithin für Räder Holz in Eisen

$$t_1 = 1,25 t = 62,832; \frac{t_1}{\pi} = 20$$

womit

$$\kappa = \frac{2R}{\left(\frac{t_1}{\pi}\right)} = \frac{2 \cdot 715}{20} = 71,5 \sim 72$$

$$D = \kappa \cdot \left(\frac{t_1}{\pi}\right) = 72 \cdot 20 = 1440 \text{ mm}; R = \frac{1}{2} D = 720 \text{ mm}$$

daher oben  $R$  eingeklammert.

Das kleinere Rad erhält den Durchmesser

$$D_1 = \frac{1}{i} D = \frac{60}{90} D = \frac{2}{3} \cdot 1440 = 960 \text{ mm}; R_1 = \frac{1}{2} D_1 = 480 \text{ mm}$$

$$E = R + R_1 = 1200 \text{ mm}$$

und die Zähnezahl

$$\kappa_1 = \frac{2}{3} \kappa = 48$$

Der Wälzungskreisradius ist

$$r = 4,5 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 90 \text{ mm}$$

Nimmt man mit Rücksicht auf längere Dauer der Holzzähne für das treibende Rad die Holzzähne (Kammrad) und für das getriebene Rad die Eisenzähne (Eisenrad) so hat man für das Kammrad

$$t = 50,265; t_1 = 62,832$$

$$R = 720 \text{ mm}$$

$$b = 3 t = 150,795 \sim 150 \text{ mm}$$

und somit wird der Holzzahn aus einem Stück hergestellt, weil  $b < 200$  mm und erhält der Radkranz den Querschnitt nach Fig. 5, Taf. XXI, wobei

$$\text{die Zahndicke des Eisenzahnes } d = \frac{10}{21} t = 23,93 \sim 24 \text{ mm}$$

$$\text{die Zahndicke des Holzzahnes} = 1,5 d = 36 \text{ mm}$$

$$\text{die Zahnkopflänge } k = 0,3 t = 15 \text{ mm}$$

$$\text{die Zahnfußlänge } f = 0,4 t = 20 \text{ mm}$$

$$\text{die ganze Zahnlänge } \lambda = 0,7 t = 35 \text{ mm}$$

$$\text{die Zahnbreite } b = 3 t = 150 \text{ mm}$$

ferner  $(b - \frac{1}{2} d) = 138 \text{ mm}$ ;  $2,5 d = 60 \text{ mm}$   
 die Anzahl der Arme gleich der dem Verhältnisse

$$\frac{R}{d} = 6,5$$

zunächst liegenden kleineren ganzen Zahl werde genommen als Theilzahl  
 von  $z = 72$

$$A = 6$$

und die Arme erhalten Rippenquerschnitt nach Fig 2, Taf. XXI, mithin  
 für den Querschnitt im Radmittel nach Gl. (243)

$$\begin{aligned} \frac{h}{t} &= 0,658 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{3 \cdot \frac{72}{6}} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{36} = \\ &= 0,658 \cdot 3,3 = 2,17 \end{aligned}$$

also

$$h = 2,17 \cdot t = 2,17 \cdot 50,265 = 109 \sim 110 \text{ mm}$$

sonach weiter für den Querschnitt am Radkranz

$(h_1) = 0,75 h = 82,5 \sim 85 \text{ mm}$  bis  $(h_1) = 0,85 h = 92,5 \sim 90 \text{ mm}$   
 wonach  $h_1 = 85 \text{ mm}$  beibehalten werden mag, weil hier ein großes Rad  
 vorliegt.

Und nach Gl. (236)

$$\delta = \frac{1}{5} h = 22 \text{ mm}$$

$$\frac{5}{6} \delta = 18,3 \sim 18 \text{ mm}$$

endlich nach Gl. (248 bis (250

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 55 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1,25 d' \text{ bis } 1,5 d' = 137,5 \text{ bis } 165 \text{ wegen } l_2 \geq b$$

$$l_2 = 165 \text{ mm}; \xi = 30 \text{ mm}; \zeta = 19 \text{ mm}$$

Für das kleinere Rad mit Eisenzähnen wird der Kranzquerschnitt  
 nach Fig. 4, Taf. XXI, ausgeführt und es ist hiefür

$$N = 44e$$

$$n = 90$$

$$\frac{N}{n} = \frac{44}{90} = 0,489 \sim 0,5$$

mithin

$$d' \sim 100 \text{ mm}$$

$$d = \frac{10}{21} t = 24 \text{ mm}$$

und wegen

$$\frac{R_1}{d} = \frac{480}{100} = 4,8$$

die Anzahl der Arme nach Gl. (247)

$$A = 5$$

somit für den Armquerschnitt im Radmittel nach Gl. (243

$$\frac{h}{t} = 0,658 \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{\pi}{A}} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{3 \cdot \frac{48}{5}} = 2$$

$$h = 2t = 2 \cdot 50,265 = 100,5 \sim 100 \text{ mm}$$

Ferner wird für den Armquerschnitt am Zahnkranz

$$h_1 = 0,75 h = 75 \text{ mm bis } 0,85 h = 85 \text{ mm}$$

und nach Gl. (236)

$$\delta = \frac{1}{5} h = 20 \text{ mm}$$

$$\frac{5}{6} \delta = 16,7 \sim 17 \text{ mm}$$

endlich nach Gl. (248 bis (250

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 50 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1,5 d' = 150 \text{ mm eben gleich } b$$

$$\xi = 28 \text{ mm; } \zeta = 18 \text{ mm}$$

Die nach dieser Berechnung ausgeführte naturgröße Zeichnung weist sehr gute Verhältnisse auf.

2. *Beispiel.* Zur Bewegung der Regulirvorrichtung einer Girardturbine kommen folgende drei Zahnräderpaare vor, welche Eisen in Eisen auszuführen sind, u. zw.

$$\text{erstes Paar: } \pi_1 = 18; \pi_2 = 54;$$

$$\text{zweites Paar: } \pi_3 = 36; \pi_4 = 36;$$

$$\text{drittes Paar: } \pi_5 = 22; \pi_6 = 90$$

Die Theilung ist

$$\text{für das erste Räderpaar } t = 21,991; \frac{t}{\pi} = 7;$$

$$\text{für das zweite Räderpaar } t' = t \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi}{\pi'}} = t \cdot \sqrt[3]{\frac{54}{36}} = t \cdot \sqrt[3]{1,5}$$

also

$$t' = 1,15 t = 25,3 \sim 25,133; \left(\frac{t'}{\pi}\right) = 8;$$

$$\text{für das dritte Räderpaar } t'' = t \cdot \sqrt[3]{\frac{\pi''}{\pi'}} = t \cdot \sqrt[3]{\frac{36}{22}} = t \cdot \sqrt[3]{1,636}$$

also

$$t'' = 1,18 t = 29,7 \sim 31,416; \left(\frac{t''}{\pi}\right) = 10.$$

Demnach ergeben sich die Durchmesser und Halbmesser

$$D_1 = 18 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 18 \cdot 7 = 126 \text{ mm; } R_1 = 63 \text{ mm}$$

$$D_2 = 54 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 54 \cdot 7 = 378 \text{ mm; } R_2 = 189 \text{ mm}$$

$$D_3 = D_4 = 36 \cdot \left(\frac{t'}{\pi}\right) = 36 \cdot 8 = 288 \text{ mm}; R_3 = R_4 = 144 \text{ mm}$$

$$D_5 = 22 \cdot \left(\frac{t''}{\pi}\right) = 22 \cdot 10 = 220 \text{ mm}; R_5 = 110 \text{ mm}$$

$$D_6 = 90 \cdot \left(\frac{t''}{\pi}\right) = 90 \cdot 10 = 900 \text{ mm}; R_6 = 450 \text{ mm}$$

Die Zahnbreite wird

$$\text{für das erste Paar } \psi = \frac{b}{t} = 2; b = 2t = 44 \sim 45 \text{ mm}$$

$$\text{für das zweite Paar } \psi = \frac{b}{t} = 2; b = 2t = 50 \text{ mm}$$

$$\text{für das dritte Paar } \psi = \frac{b}{t} = 3; b = 3t = 90 \text{ mm}$$

Der Wälzungskreishalbmesser wird

$$\begin{aligned} \text{für das erste Paar (Krahne)} r &= 2,75 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 2,75 \cdot 7 = \\ &= 19,25 \sim 19 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{für das zweite Paar (Einzelrad)} r = 4,50 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 4,5 \cdot 8 = 36 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{für das dritte Paar (Transmissionsrad)} r &= 4,5 \cdot \left(\frac{t''}{\pi}\right) = 4,5 \cdot \\ &\cdot 10 = 45 \text{ mm} \end{aligned}$$

Es ist somit für das erste Räderpaar:

$$d = \frac{10}{21} t = 10,47 \sim 10,5 \text{ mm}$$

$$k = 0,3 t = 6,6 \sim 6,5 \text{ mm}$$

$$f = 0,4 t = 8,8 \sim 9 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,7 t = 15,5 \text{ mm}$$

$$b = 2 t = 45 \text{ mm}; t = 21,991 \text{ mm}$$

Zahndruck  $P = 143,7 \text{ kg}$

a) *Stirnrad*  $R = 189 \text{ mm}$  für das Rad mit Armen

$$PR = 27160$$

$$d = 42 \text{ mm kurze Welle}$$

und nach Gl. (247

$$\frac{R}{d} = \frac{184}{42} = 4,5$$

somit

$$A = 4$$

als nächst gelegene ganze Zahl und für Rippenquerschnitt nach Fig. 2, Taf. XXI, für den Querschnitt im Radmittel nach Gl. (243

$$\frac{h}{t} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{z}{A}} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{2 \cdot \frac{54}{4}} = 0,658 \cdot 3 = 1,974$$

$$h = 1,974 t = 1,974 \cdot 22 = 43,4 \sim 44 \text{ mm}$$

$$h_1 = 0,85 h = 37,4 \sim 38 \text{ mm}$$

also nach Gl. 236

$$\delta = \frac{1}{5} h = 9 \text{ mm}$$

$$\frac{5}{6} \delta = 7,5 \sim 8 \text{ mm}$$

endlich nach Gl. (248 bis (250

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 41 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1,25 d' \text{ bis } 1,5 d' = 53 \text{ bis } 63 \text{ mm} \sim 60 \text{ mm}$$

$$\xi = 3 \text{ mm} + 0,25 d' = 13 \text{ mm}$$

$$\zeta = 3 \text{ mm} + 0,15 d' = 9 \text{ mm}$$

b) Getriebe

$$R = 63 \text{ mm}; P = 143,7$$

$$PR = 143,7 \cdot 63 = 9050$$

$$d' = 30 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 15 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1,5 \cdot d' = 1,5 \cdot 30 = 45 \text{ mm}$$

$$\xi = 10 \text{ mm}$$

$$\zeta = 7 \text{ mm}$$

Ferner ist für das zweite Räderpaar:

$$\delta = \frac{10}{21} t = 11,96 \sim 12 \text{ mm}$$

$$k = 0,3 t = 7,5 \text{ mm}$$

$$f = 0,4 t = 10 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,7 t = 17,5 \text{ mm}$$

$$b = 2 t = 50 \text{ mm}; t = 25,133 \text{ mm}$$

$$\text{Zahndruck } P = 185,6 \text{ kg}$$

$$R = 144 \text{ mm}$$

$$PR = 185,6 \cdot 144 = 26726$$

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

$$\frac{R}{d'} = \frac{144}{42} = 3,43$$

somit nach Gl. (247

$$A = 4$$

oder Armscheibe, da weniger als vier Arme nicht angezeigt.

Armquerschnitt nach Fig. 2, Taf. XXI., Gl. (243

$$\frac{h}{t} = 0,658 \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{\pi}{A}} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 36}{4}} = 0,658 \cdot 2,62 = 1,724$$

$$h = 1,724 t = 1,724 \cdot 25,133 = 43,3 \sim 44 \text{ mm}$$

somit nach Gl. (236)

$$\delta = \frac{1}{5} h = 9 \text{ mm}$$

$$\frac{5}{6} \delta = 7,5 \sim 8 \text{ mm}$$

$$h_1 = 0,85 h = 37,4 \sim 37 \text{ mm}$$

endlich nach Gl. (248 bis (250)

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 21 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1,5 d' \sim 65 \text{ mm}$$

$$\xi = 13 \text{ mm}$$

$$\zeta = 9 \text{ mm}$$

endlich ist für das dritte Räderpaar:

$$b = \frac{10}{21} t = 14,96 \sim 15 \text{ mm}$$

$$k = 0,3 t = 9,42 \sim 9,5 \text{ mm}$$

$$f = 0,4 t = 12,6 \sim 12,5 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,7 t = 22 \text{ mm}$$

$$b = 3 t = 90 \text{ mm}; t = 31,416 \text{ mm}$$

$$\text{Zahndruck } P = 292,8$$

$$\text{a) Stirnrad } R = 450 \text{ mm}$$

$$PR = 292,8 \cdot 450 = 131760$$

$$d' = 70 \text{ mm}$$

ferner nach Gl. (247)

$$\frac{R}{d'} = \frac{450}{70} = 6,71$$

daher die Armzahl

$$A = 6$$

und für den Rippenquerschnitt nach Fig. 3, Taf. XXI, Gl. (243)

$$\frac{h}{t} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{\psi \cdot \frac{\pi}{A}} = 0,658 \cdot \sqrt[3]{3 \cdot \frac{90}{6}} = 0,658 \cdot 3,56 = 2,342$$

$$h = 2,342 \cdot t = 2,342 \cdot 31,416 = 73,6 \sim 74 \text{ mm}$$

$$h_1 = 0,75 h = 55,6 \sim 56 \text{ mm}$$

hiermit nach Gl. (236)

$$\delta = \frac{1}{5} h = 15 \text{ mm}$$

$$\frac{5}{6} \delta = 12,3 \text{ mm} \sim 12 \text{ mm}$$

endlich nach Gl. (248 bis (250)

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 35 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1,5 d' = 105 \text{ mm}$$

$$\xi = 20,5 \sim 20 \text{ mm}$$

$$\zeta = 13,5 \sim 13 \text{ mm}$$

## b) Getriebe

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

$$l_2 = 1,5 d' = 60 < b \text{ daher } l_2 = b = 90 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = \frac{1}{2} d' = 21 \text{ mm}$$

$$\xi = 13 \text{ mm}$$

$$\zeta = 9 \text{ mm}$$

Erhält das *Stirnrad des ersten Räderpaares* ovale Arme, so wird nach Gl. (245 für den Armquerschnitt im Radmittel

$$\frac{h}{t} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\psi \frac{\pi}{A}} = 0,578 \cdot 3 = 1,734$$

$$h = 1,734 \cdot t = 1,734 \cdot 22 = 38 \sim 40 \text{ mm}$$

und nach Gl. (239

$$\delta = \frac{1}{2} h = 19 \sim 20 \text{ mm}$$

ferner für den Armquerschnitt am Zahnkranz

$$h_1 = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = 0,8 \cdot 20 = 16 \text{ mm}$$

Erhält das *Stirnrad des dritten Räderpaares* ovale Arme, so wird nach Gl. (245

$$\frac{h}{t} = 0,578 \cdot \sqrt[3]{\psi \frac{\pi}{A}} = 0,578 \cdot 3,56 = 2,06$$

$$h = 2,06 \cdot t = 2,06 \cdot 31,416 = 64,7 \sim 65 \text{ mm}$$

und nach Gl. (239

$$\delta = \frac{1}{2} h = 32 \text{ mm}$$

$$h_1 = 0,75 \cdot 65 = 48,7 \sim 50 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = 0,75 \delta = 24 \sim 25 \text{ mm}$$

Die Tragsäule für den Ueberwasserzapfen wird aus Schmiedeeisen hergestellt und wie der Turbinenzapfen selbst durch das Gewicht der rotirenden Theile (Turbinenrad  $G_1$ , hohle Welle mit dem Turbinenzapfen  $G_2$ , Zahnrad auf der Turbinenwelle  $G_3$  zur Kraftübertragung auf die Transmission) und durch den verticalen Wasserdruck  $V$  auf die Schaufeln des Turbinenrades belastet und auf Zerknickungsfestigkeit beansprucht.

Bezeichnet

⊙ den Durchmesser der schmiedeisernen Tragsäule in Millimeter (Fig. 5, Taf. XVI)

$$W = \frac{\pi}{64} \text{⊙}^4 \text{ das Querschnittsträgheitsmoment}$$

$E = 20000$  den Elasticitätsmodul für Schmiedeeisen  
 $m = 20$  den Sicherheitscoefficient gegen den schwingenden Zustand  
 $d$  den äußeren Durchmesser der ringförmigen Lauffläche des Turbinenzapfens in Millimeter

$d_1 = \frac{1}{2} d^*$  den inneren Durchmesser der ringförmigen Lauffläche des Turbinenzapfens in Millimeter

$P = G_1 + G_2 + G_3 + V$  die totale Belastung des Turbinenzapfens und der Tragsäulen

$p$  den Flächendruck des Turbinenzapfens in Kilogramm pro 1 qmm

$L$  die Länge der Tragsäule

$n$  die Umdrehungszahl der Turbinenwelle pro Minute

so ist für den Turbinenzapfen

$$\frac{3}{4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = P \quad \dots \dots \dots (251)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{p} \cdot P} \quad \dots \dots \dots (252)$$

welcher Wert im Hinblick auf die anzubringende Schmiernuth noch etwas zu vergrößern sein wird.

Man erhält hieraus für Stahlzapfen auf Bronzeunterlage für

$$n \leq 150$$

$$p = 0,5 \text{ kg/qmm}$$

$$d = 1,84 \cdot \sqrt{P} \quad \dots \dots \dots (253)$$

für

$$n > 150$$

$$p = \frac{75}{n} \text{ **})$$

$$d = 0,15 \cdot \sqrt{P \cdot n} \quad \dots \dots \dots (254)$$

und für Stahlzapfen auf Pockholzunterlage

\*) Eine schmalere Ringfläche bietet mehr Sicherheit gegen die ungleichmäßige Abnutzung in Folge der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeiten an Punkten mit verschiedenen Radien. Bei neueren Turbinenconstructions findet sich dieses Verhältnis noch größer, so dass statt des Zapfens und seiner Unterlage, aus Phosphorbronze (?) hergestellte ziemlich harte Ringe mit ebener Lauffläche den achsialen Druck aufnehmen und somit Druckringe (Ringzapfen) statt des Spurzapfens vorhanden sind.

\*\*\*) Nach Reuleaux, Der Constructeur, 4. Aufl. Seite 253.

$$p = 1 \text{ kg/qmm}$$

$$d = 1,3 \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (255)$$

ferner für die Tragsäule

$$m \cdot P = \pi^2 \cdot \frac{W \cdot E}{L^2} \dots \dots \dots (256)$$

woraus

$$W = \frac{L^2}{\pi^2 \cdot E} \cdot m \cdot P \dots \dots \dots (257)$$

und wegen

$$W = \frac{\pi}{64} \mathfrak{D}^4$$

auch

$$\mathfrak{D} = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} \cdot \frac{L^2}{E} \cdot m \cdot P} = 2,13 \cdot \sqrt[4]{W} \dots \dots \dots (258)$$

Zur Bestimmung der in vorstehenden Gleichungen vorkommenden Belastung  $P$  ist nun außer der in bekannter Weise vorzunehmenden Gewichtsberechnung für  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  noch die Berechnung des verticalen Wasserdruckes  $V$  auf das Turbinenrad erforderlich,\*) und man kann annähernd setzen

für Jonvalturbinen ( $\gamma = 1000$ )

$$V = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot a \cdot \left( H - \frac{c^2}{2g} \right) \cdot \gamma \dots \dots \dots (259^{**})$$

für achsiale Girardturbinen

\*) Eine interessante Abhandlung „Ueber den Druck des Wassers auf Turbinenräder“ von A. Salaba ist in der Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins, XXIII. Jhrg. S. 183 enthalten.

\*\*\*) Nach der Note S. 108 ist der Spaltenüberdruck in Meter Wassersäulenhöhe

$$x = H - \frac{c^2}{2g}$$

Derselbe wirkt auf die Radfläche (alle Dimensionen in Meter)

$$2 \cdot \pi \cdot R \cdot a$$

und es ist somit der Druck in Kilogramm ausgedrückt, wenn  $\gamma = 1000$  das Gewicht von 1 <sup>km</sup> Wasser in Kilogramm bezeichnet

$$V = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot a \cdot \left( H - \frac{c^2}{2g} \right) \cdot \gamma$$

$$\left. \begin{aligned} V &= \frac{P}{tg \varphi} \\ P &= \frac{716200 N_n}{R \cdot n} \\ \varphi &= \frac{1}{2} \cdot (90^\circ + \delta) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (260^*)$$

1. *Beispiel.* Es ist der Durchmesser des Spurzapfens der in 1. Beispiele Seite 167 angegebenen Jonvalturbine mit Unterwasserzapfen zu berechnen.

Es sei der Zeichnung entnommen die Länge der schmiedeisernen Welle  
 $L = 3,5 \text{ m}$

der Durchmesser derselben

$$d = 120 \text{ mm}$$

so ist das Gewicht derselben annähernd

$$G_2 = 310 \text{ kg}$$

ferner ergebe die nach der Zeichnung ausgeführte Gewichtsberechnung das Gewicht des Turbinenrades

$$G_1 = 550 \text{ kg}$$

und das Gewicht des Zahnrades auf der Turbinenwelle

$$G_3 = 320 \text{ kg}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers im Spalt beim Uebertritt aus dem Leitapparat in das Turbinenrad wurde berechnet (1. Beispiel S. 156) mit

$$c = 3,565 \text{ m}$$

und es wird hiermit der Spaltüberdruck

$$x = H - \frac{c^2}{2g} = 1,6 - \frac{3,565^2}{2 \cdot 9,81} = 0,952 \text{ m}$$

somit wird nach Gl. (259) der vertikale Wasserdruck annähernd

$$V = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot a \cdot \left( H - \frac{c^2}{2g} \right) \cdot \gamma = 2 \cdot 3,142 \cdot 0,77 \cdot 0,23 \cdot 0,952 \cdot 1000 = 1060 \text{ kg}$$

Nun wird die totale Belastung des Turbinenzapfens, wenn man noch 5% Zuschlag zu den durch die Rechnung gewonnenen Werten annimmt und abrundet

$$P = 1,05 \cdot (550 + 310 + 320 + 1060) = 2450 \text{ kg}$$

Weil nun die minutliche Umdrehungszahl der Turbinenwelle

\*) Hierbei ist  $V$  die vertikale Componente des am mittleren Halbmesser  $R$  in einem unter dem mittleren Winkel  $\varphi$  gegen die Radebene geneigt gedachten Schaufelelemente zur Schaufelfläche normalen Wasserdruckes, dessen horizontale Componente die dem Nutzeffekt  $N_n$  bei der Umdrehungszahl  $n$  entsprechende Umfangskraft am mittleren Halbmesser  $R$  ist, wie in Fig. 6, Taf. XVI, gezeichnet.

$$n = 47 < 150$$

so erhält man den äußeren Durchmesser des Spurzapfens, Stahl auf Metall nach Gl. (253)

$$d = 1,84 \cdot \sqrt{P} = 1,84 \cdot \sqrt{2450} = 91 \sim 95 \text{ mm}$$

wenn man im Hinblick auf die Schmiernuthen nach *oben* abrundet.

Der Durchmesser der Höhlung des Zapfens wird nun

$$d_1 = \frac{1}{2} \cdot d = \frac{1}{2} \cdot 95 = 47,5 \sim 45 \text{ mm}$$

ebenfalls im Hinblick auf die Schmiernuthe nach *unten* abgerundet.

2. *Beispiel.* Es ist der Durchmesser der schmiedeisernen Tragsäule für die in vorstehendem 1. Beispiele behandelte Jonvalturbine zu bestimmen, wenn diese mit hohler gusseiserner Welle und Ueberwasserzapfen ausgeführt wird.

Es sei nach dem soweit ausgeführten Zeichnungsentwurf die Länge der Tragsäule

$$L = 2700 \text{ mm}$$

ferner wie vorstehend angenommen die totale Belastung der Tragsäule

$$P = 2450 \text{ kg}$$

und wie oben angegeben der Elasticitätsmodul für Schmiedeisen

$$E = 20000$$

und der Sicherheitscoefficient gegen den schwingenden Zustand

$$m = 20$$

dann ergibt sich aus Gl. (257) das Querschnittsträgheitsmoment

$$W = \frac{L^2}{\pi^2 \cdot E \cdot m \cdot P} = \frac{2700^2 \cdot 20 \cdot 2450}{9,87 \cdot 20000} = 1810000$$

und somit aus Gl. (258) der Durchmesser der Tragsäule

$$D = 2,13 \cdot \sqrt[4]{W} = 2,13 \cdot \sqrt[4]{1810000} = 78,2 \sim 80 \text{ mm}$$

**6. Herstellung der Turbinen.** Es ist insbesondere bei den Turbinen von größter Wichtigkeit, dass in den Arbeitszeichnungen die zu bearbeitenden Flächen deutlich gekennzeichnet werden, also nach der bereits vielfach gebräuchlichen Methode durch Berändierung mit rother Farbe oder mit rothem Stift, damit den in der Zeichnung ausgedrückten theoretischen Anforderungen auch bei der praktischen Anführung der gezeichneten Bestandtheile genauestens entsprochen werden könne, letzteres aber ist im Hinblick auf den Einfluss, welchen eine exacte Ausführung bei Herstellung der Turbine auf den Wirkungsgrad der in Betrieb gestellten Turbine hat, zur Erzielung eines günstigen Wirkungsgrades unerlässlich.

Das Turbinenrad (bei Vollturbinen auch der Leitapparat) wird gewöhnlich mit *Chablons* mittels der *Formmaschine* geformt, wo-

bei die Canäle durch in besonderen Kernkästen hergestellte getrocknete und bei Zusammensetzung der Gussform in diese eingelegte Sandkerne gebildet werden. Werden die Schaufeln aus Gusseisen mit dem Rade in einem Stück gegossen, so bleiben die der Wandstärke der Schaufeln entsprechenden Zwischenräume zwischen den Kernen Hohlräume, in welche das in die Form gegossene Eisen einfließt. Werden jedoch die Schaufeln aus Stahl- oder Eisenblech hergestellt und eingegossen, so werden diese in die Form eingelegt. Die Blechschaufeln werden aber vorher über gusseiserne Formstücke im rothglühenden Zustande in die erforderliche Schaufelform gebracht und an den einzugießenden Rändern schwalbenschwanzförmig gezackt oder durchlöchert und verzinnt, um eine bessere Verbindung herzustellen. Die Blechschaufeln können aber auch erst nachträglich durch Vernietung mit den besonders gegossenen Radkränzen verbunden werden; sie werden zu diesem Zwecke an den betreffenden Rändern so eingefellt, dass hinreichend lange Zapfen in bestimmter Entfernung entstehen, und letztere werden in die dazu passenden Löcher der Kränze eingeschoben und an den vorstehenden Enden vernietet.

Uebrigens werden die Chablonen und Modelle nach dem *Schwindmaß* angefertigt, mit Zugabe zur Bearbeitung an den zu bearbeitenden Stellen.

Die hohle gusseiserne Turbinenwelle wird gewöhnlich liegend gegossen und muss daher in der Höhlung hinreichend weit sein, damit in Folge des Verziehs eine andere Bearbeitung im Inneren außer jener des Ausbohrens der Stellen, an welchen die Lagerbüchsen eingepasst werden, nicht erforderlich wird.

Bei kleineren Turbinen wird das Armkreuz mit dem Schaufelkranze des Turbinenrades gleich in einem Stück gegossen, wie in Fig. 4, Taf. XV, gezeichnet; bei größeren Turbinen und in besonderen Fällen hingegen wird das Armkreuz mit der Nabe besonders gegossen und mit dem Schaufelkranze verschraubt, wie in Fig. 5, Taf. XVI, und Fig. 4, Taf. XX, und Fig. 57, Text, gezeichnet.

Die Verbindung des Turbinenrades mit der verticalen Turbinenwelle erfolgt entweder in der Art, dass das Turbinenrad mittels *Nasenkeil* auf cylindrischem Achskopf, Fig. 4, Taf. XV, aufgekeilt und mittels Stellschraube in der Höhenlage gesichert wird,

oder in der Art, dass das Turbinenrad sich auf einen außen conischen zweitheiligen Ring auflegt, welcher in eine, in den ebenfalls cylindrischen Achskopf eingedrehte Nuth eingelegt ist, wie in Fig. 5, Taf. XVI, und mittels *eingelassenem Keil* aufgekeilt wird oder endlich in der Art, dass das Turbinenrad auf den nach unten verstärkten conisch abgedrehten Achskopf (Fig. 7, Taf. XXI) aufgesetzt und mittels eines Längskeiles oder eines durch die Welle hindurch geschlagenen *Querkeiles* befestigt wird.

Bei Turbinen mit nicht nachstellbarem Spurlager, wird das Turbinenrad auf der Welle und dem eingelassenen Keil mittels Zugschrauben in die richtige Höhenlage eingestellt, welche mit ihren Ankerköpfen in die Radnabe eingreifen und deren Gewindebolzen durch eine an der Welle vorhandene Flantsche hindurchgehen, wie in Fig. 4, Taf. XVIII, und Fig. 57, Text, gezeichnet; diese Art der Verbindung des Turbinenrades mit der Welle kommt gewöhnlich bei Tangentialrädern vor.

Das Abdrehen des Schaufelkranzes des Turbinenrades und Leitapparates erfolgt auf *großen Plandrehbänken*.

Bei der Montirung der Turbinen mit verticaler Welle ist die genaue Horizontalstellung des Leitapparates des Turbinenrades mittels einer genau adjustirten *Wasserwaage*, und mithin die Verticalstellung der Turbinenwelle die Hauptsache.

Die Regulirung der Spaltweite erfolgt mittels des nachstellbaren Spurlagers oder mittels der das Turbinenrad auf der Achse verschiebenden Zugschrauben.

Bei der Schwammkrugturbinen dagegen ist die genaue horizontale Lage der Turbinenwelle mittels der Wasserwaage einzurichten.

Bei der Montirung der Lagerung sind nochmals die Oelnuthen nachzusehen und eventuel nicht schon vorher angebrachte jetzt herzustellen.

Bei der Inbetriebsetzung neu aufgestellter Turbinen ist reichliches Zuführen des Schmieröles bei fleißiger Beobachtung der Lager nöthig, bis sich alle Theile gehörig eingelaufen haben.

Bei Unterwasserzapfen und sonst schwer zugänglichen Zapfen richtet man continuirliche Schmierung ein, indem man das Oel von einem höher gestellten Blechgefäß durch ein Rohr unter Druck in das Lager führt und das vom Lager abfließende Oel

durch ein zweites Rohr nach einem etwas tiefer als das erstere gestellten Blechgefäße abfließen lässt (Fig. 7, Taf. XIX, und Fig. 7, Taf. XXI).

**7. Anforderungen des Betriebes.** Abgesehen von der für den andauernd ungestörten Betrieb wichtigen Anforderung an die Montirung und Lagerung der Turbinenwelle, stellt sich als wichtigste Anforderung des Betriebes die Regulirung bei veränderlichem Kraftbedarf und jene bei veränderlichem Wasserzufluss heraus. Es liegt viel daran, ob namentlich die letztere Anforderung, nämlich die Regulirung für veränderlichen Wasserzufluss so ausgeführt werden kann, dass hierdurch keine wesentliche Einbuße am Wirkungsgrade erlitten wird, weil diese Anforderung in vielen Fällen bei Herstellung neuer Anlagen dafür entscheidend ist, ob insbesondere ein oberflächliches Wasserrad oder eine Turbine vorzuziehen sein wird, da ein geringerer Wasserzufluss beim oberflächlichen Wasserrad theoretisch eine Steigerung und praktisch zumindest keine Herabminderung des Wirkungsgrades mit sich bringt, während sich bei Turbinen bei geringerem Wasserzufluss in Folge der Regulirung leicht eine Herabminderung des Wirkungsgrades einstellt. Diese Herabminderung wird sich am geringsten erweisen, wenn die Regulirung eine so vollkommene ist, wie bei der Nagel & Kaemp-Turbine mit verstellbarer Directionsscheibe und Zwischenkrone (Fig. 46, Text), hingegen werden alle anderen bei Besprechung der Constructionsdetails angeführten Regulirungsvorrichtungen eine weitere Herabminderung des Wirkungsgrades zur Folge haben. Sinkt aber der Wirkungsgrad von  $\eta$  auf  $\eta'$ , während bei gleichbleibendem Gefälle die Wassermenge von  $Q$  auf  $Q'$  sinkt, so stellt sich das Verhältnis der Arbeitsleistung  $N'_n$  bei geringerem Wasserzufluss zu jener  $N_n$  bei normalem Wasserzufluss wie folgt:

$$\frac{N'_n}{N_n} = \frac{\eta' \cdot Q'}{\eta \cdot Q}$$

und daraus folgt

$$N'_n = \frac{\eta'}{\eta} \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot N_n$$

und wenn z. B. für  $Q = 1 \text{ kbm/Sec.}$ ;  $\eta = 0,72$  und  $N_n = 50^e$  und für  $Q' = 0,5 \text{ kbm/Sec.}$ ;  $\eta' 0,66$  ausfällt, so wird

$$N'_n = \frac{0,66}{0,72} \cdot \frac{0,5}{1} \cdot 50 = 23^e$$

während sich, wenn eine Herabminderung des Wirkungsgrades nicht erfolgt wäre, 25<sup>e</sup> ergeben haben würden.

Am meisten wird der Wirkungsgrad bei der Regulierung durch Ringschützen oder Drosselklappen herabgemindert und zwar im quadratischen Verhältnisse zur Wassermenge, so dass sich ergibt

$$\frac{\eta'}{\eta} = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^2$$

und somit

$$N'_n = \frac{\eta'}{\eta} \cdot \frac{Q'}{Q} \cdot N_n = \left(\frac{Q'}{Q}\right)^3 \cdot N_n$$

und es sinkt somit der Nutzeffekt im kubischen Verhältnisse der Wassermengen. Man erhält hiernach wenn  $Q = 1$  <sup>kbm/Sec.</sup> und  $Q' = \frac{1}{2}$  <sup>kbm/Sec.</sup>  $N_n = 50^e$

$$N'_n = \left(\frac{1}{2}\right)^3 \cdot N_n = \frac{1}{8} N_n = 6,25^e$$

während sich, wenn eine Herabminderung des Wirkungsgrades nicht erfolgt wäre, 25<sup>e</sup> ergeben hätten.

Deshalb ist die Regulierung durch Ringschützen oder Drosselklappen für veränderlichen Wasserzfluss unbrauchbar und nur auf jene Fälle zu beschränken, in welchen bei constantem Wasserzfluss eine Regulierung für veränderlichen Kraftverbrauch nothwendig erscheint, weil es in diesem Falle ganz gleichgiltig ist, in welcher Weise die Kraftherabminderung erreicht wird.

Arbeitet die Turbine allein, so kann man die Regulierung derselben für veränderlichen Kraftbedarf selbstthätig durch einen auf die Bewegung der Ringschütze oder des Regulirschiebers einwirkenden Centrifugalregulator bewerkstelligen. Arbeitet dagegen die Turbine mit einer Dampfmaschine zusammen, so wird der Regulator der Turbine außer Thätigkeit gesetzt und die Regulierung dem Regulator der Dampfmaschine überlassen, weil die auf den Dampfverbrauch einwirkende Regulierung durch den Regulator der Dampfmaschine ökonomisch vortheilhafter ist.

#### IV. DIE DAMPFKESSEL.

**1. Zweck und Arten der Dampfkessel.** Die Dampfkessel dienen zur Erzeugung des in den verschiedenen Zweigen der Industrie und des Gewerbes verwendeten Dampfes, welcher im Allgemeinen zur Transmission der Wärme als solche bei der Dampfheizung im engeren und weiteren Sinne des Wortes und zur Umsetzung der Wärme in Arbeit beim Betrieb der Dampfmaschinen dient.

Es gibt im Hinblick auf ihre besondere Einrichtung und Aufstellung verschiedene Arten von Dampfkessel, gewöhnlich Dampfkesselsysteme genannt.

Die wichtigsten derselben werden in dem später folgenden Kapitel Dampfkesselsysteme angegeben und beschrieben.

**2. Haupttheile einer Dampfkessel-Anlage.** Die Haupttheile einer Kesselanlage sind in Fig. 59 bis 62, Text, bezeichnet und benannt.

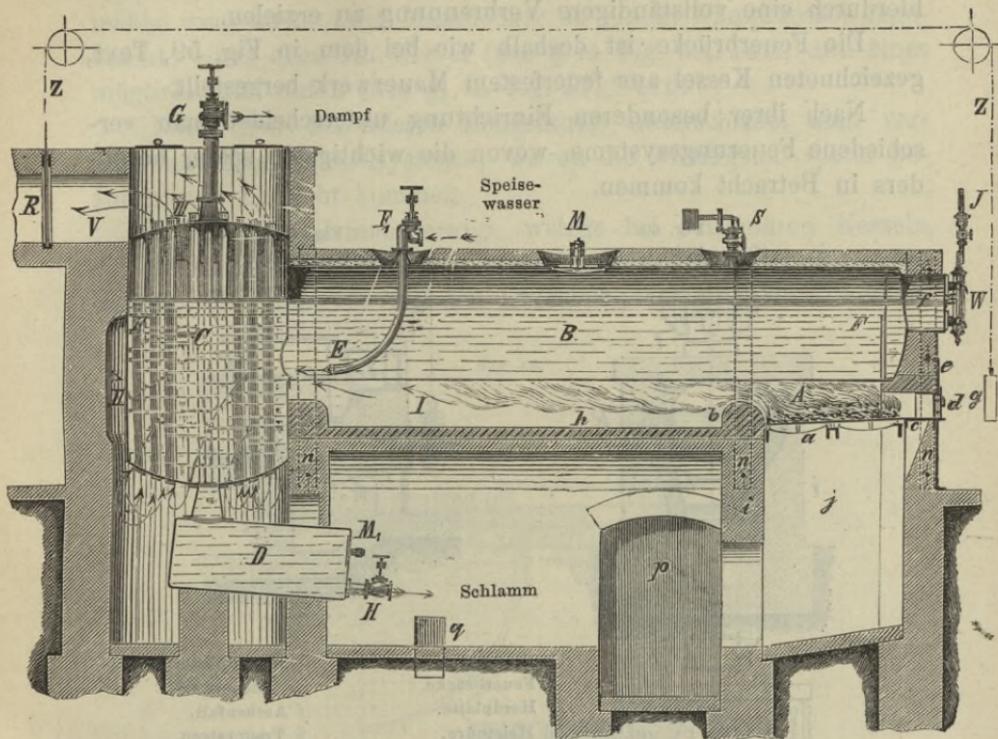
Nachstehend sind dieselben zusammengestellt und in Hinsicht ihres Zweckes erläutert.

1. *Die Feuerung* bestehend aus dem Roste mit der Feuerbrücke, und zum Roste gehörig die Herdplatte, der Heizthürrahmen, die Heizthüre, der Aschenfall und eventuell die Aschenfallthüre oder Aschenfallklappe. Die Feuerung dient dazu das zur Verwendung gelangende Brennmaterial — gewöhnlich Steinkohle oder Braunkohle, seltener Koks, Holz, Sägespäne, Gerberlohe, Stroh — aufzunehmen und möglichst vollständig zu verbrennen, derart, dass eine möglichst vollkommene Entwicklung der Heizkraft des jeweilig verwendeten Brennmateriales erzielt wird.

Die zur Verbrennung erforderliche Luft gelangt entweder unter der Heizthüre von der Seite des Heizerstandes unter den Rost, wie in Fig. 61 und 62, Text, oder durch einen besonderen, auch zur Entfernung der Asche und Schlacke aus dem Aschenfall dienenden Gang, welcher entweder vor dem Aschenfall unter dem Heizerstand oder wie in Fig. 59, Text, gezeichnet, hinter dem Aschenfall unter dem Kessel angebracht ist.

Die über dem Roste sich entwickelnden Heizgase werden bei ihrem Durchzug über der Feuerbrücke zusammengedrängt, um

Fig. 59.

**Röhrenkessel.**

Verbessertes System Dupuis. Nach Ausführung von A. Leinveber & Co. in Gleiwitz.

- A Feuerraum.  
 B Horizont. cylindrischer Kessel.  
 C Verticaler Röhrenkessel.  
 D Schlamm­sammler.  
 E In den Wasserraum hinabreichendes Speisewasser-Einführungsrohr.  
 FF Feuerlinie  
 F<sub>1</sub> Selbstthätiges Speiseventil  
 G Dampf­sperrventil  
 H Schlammhahn, Ablasshahn, Ablassventil  
 M Mannloch  
 M<sub>1</sub> Putzloch  
 S Sicherheitsventil  
 J Manometer  
 W Wasserstandsglas  
 z Zeiglor zum Wasserstandsglas  
 a Planrost

- b Feuerbrücke  
 c Herdplatte  
 d Heizthüre  
 e Heizthürrahmen  
 f Wasserstandsvorkopf  
 h feuerfestes Mauerwerk  
 i gewöhnliches Mauerwerk  
 j Aschenfall  
 I Erster Zug  
 II Zweiter Zug  
 III Dritter Zug  
 V Fuchs  
 R Rauchschieber sammt Rahmen dazu.  
 ZZ Zugkette zum Rauchschieber.  
 g Gegengewicht z. Rauchschieber.  
 nnn Armirungsschienen  
 p Gang zum Aschenfall  
 q Schlamm-Abflusscanal.

eine bessere Mischung und innigere Berührung derselben und hierdurch eine vollständigere Verbrennung zu erzielen.

Die Feuerbrücke ist deshalb wie bei dem in Fig. 59, Text, gezeichneten Kessel aus feuerfestem Mauerwerk hergestellt.

Nach ihrer besonderen Einrichtung unterscheidet man verschiedene Feuerungssysteme, wovon die wichtigsten später besonders in Betracht kommen.

Fig. 60.  
(Querschnitt.)

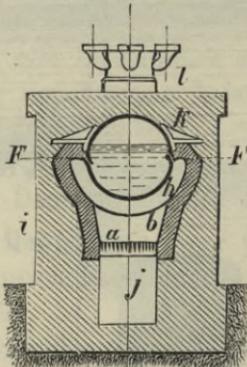


Fig. 62.  
(Ansicht.)

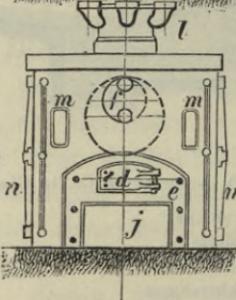
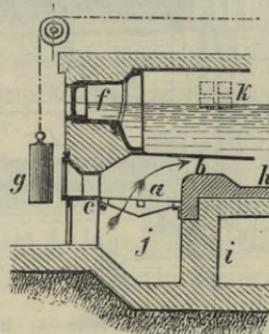


Fig. 61.  
(Längsschnitt.)



- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| a Planrost.            | i gewöhnliches Ziegel- |
| b Feuerbrücke.         | mauerwerk.             |
| c Herdplatte.          | j Aschenfall.          |
| d Heizthüre.           | k Tragpratzen.         |
| e Heizthürrahmen.      | l Dampfdom.            |
| f Wasserstandsvorkopf. | m m Putzöffnungsver-   |
| g Gegengewicht des     | schlüsse.              |
| Rauchschiebers.        | n n Armirungsschienen. |
| h feuerfestes Mauer-   | FF Feuerlinie.         |
| werk.                  |                        |

#### Einmauerung des einfachen cylindrischen Kessels.

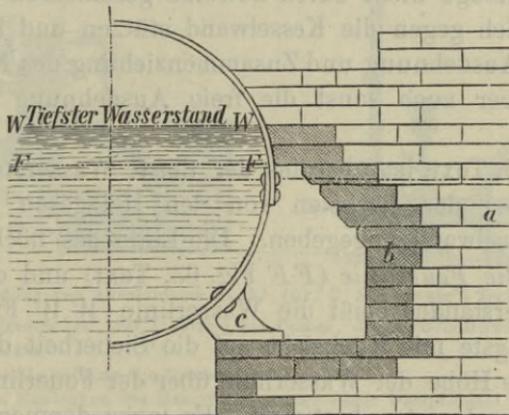
2. *Der Dampfkessel*, d. i. ein in der Kesselschmiede hergestellter und entsprechend geformter, gewöhnlich aus Eisenblech angefertigter Apparat, welcher je nach Erfordernis zu seiner Aufstellung angelenkete Tragpratzen oder frei untergestellte Tragfüße aufweist, und an welchem sich als besondere Theile der Dampfsammler oder Dom und entsprechende Rohransätze für die Ventile und Hähne und die Mannlöcher zum Befahren des Kessels beim Kesselputzen und bei der inneren Revision des Kessels, nebst den zugehörigen Mannlochdeckeln befinden.

Zur Ventilation des Kessels beim Kesselputzen werden zweckmäßig wenigstens zwei Mannlöcher an einem Dampfkessel angebracht; eines oben am Kessel (wie  $q$  in Fig. 59, Text) und eines möglichst tief unten (wie  $q_1$  in Fig. 59, Text).

Nach ihrer besonderen Einrichtung unterscheidet man verschiedene Dampfkesselsysteme, wovon die wichtigsten später besonders in Betracht kommen.

3. Die *Kesseleinmauerung*, welche bei stationären Kesseln die Feuerzüge, Rauchcanäle oder Züge kurzweg enthält — in welchen die Heizgase an den Kesselwänden hingeführt werden,

Fig. 63.



Mauerung der Seitenzüge des cylindrischen Kessels.

$a$  gewöhnliches Ziegelmauerwerk.  $b$  feuerfestes Mauerwerk.  $c$  Tragfüße zwischen Rollsteinen.  $W W$  Wasserlinie.  $F F$  Feuerlinie.

um ihre Wärme an das im Kessel enthaltene Wasser behufs Dampferzeugung abzugeben — und den Kessel gegen die Wärmeausstrahlung schützt. Man unterscheidet hierbei den ersten, zweiten und dritten Zug, oft kommt auch noch ein vierter Zug vor.

Bei dem in Fig. 59, Text, gezeichneten Dampfkessel geht der erste Zug I unter dem wenig geneigt liegenden, gewöhnlich kurz gesagt *horizontalen* cylindrischen Kessel von der Feuerbrücke nach rückwärts, der zweite Zug II um den Mantel des einen verticalen Röhrenkessel darstellenden rückwärtigen Kesselbestandtheiles nach abwärts und der dritte Zug III durch die verticalen Siederohre des Röhrenkessels nach aufwärts.

Das Kesselmauerwerk besteht in den der stärksten Hitze ausgesetzten Theilen innen aus feuerfestem Mauerwerk von 120 bis 150 mm Dicke, — welches in den Fig. 59 bis 62, Text, durch dunklere Schraffirung angedeutet ist — und außen aus gewöhnlichem Ziegelmauerwerk \*) von 300 bis 450 mm Dicke; an den übrigen Stellen des Kesselmauerwerkes ist nur gewöhnliches Ziegelmauerwerk von 300 bis 450 mm Dicke angebracht. Je nachdem diese Wände an Nachbarkessel anschließen oder freistehen, erhalten sie geringere oder größere Dicke.

In Fig. 63, Text, ist die Mauerung der Seitenzüge eines cylindrischen Kessels im Querschnitt gezeichnet, um anzudeuten, dass die Seitenzüge nicht durch Gewölbe geschlossen werden dürfen, welche sich gegen die Kesselwand stützen und in Folge der wiederholten Ausdehnung und Zusammenziehung des Kessels leicht einstürzen, aber auch sonst die freie Ausdehnung des Kessels hindern.

In Fig. 63, Text, ist überdies der tiefste Wasserstand in seiner Höhenlage über der höchsten von den Heizgasen bestrichenen Linie der Kesselwand angegeben. Die Linie des höchsten Feuerzuges heißt *die Feuerlinie* (*FF* Fig. 63, Text) und die Linie des tiefsten Wasserstandes heißt die *Wasserlinie* (*WW* Fig. 63, Text).

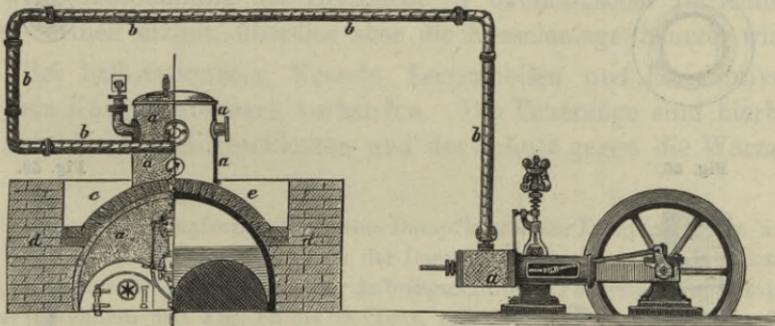
Die geringste mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes noch zulässige Höhe der Wasserlinie über der Feuerlinie ist durch die *Dampfkesselgesetze* bestimmt. Es muss demnach in Oesterreich und Deutschland der tiefste Wasserstand bei stationären Kesseln mindestens 10 cm (100 mm) über der Feuerlinie, und bei beweglichen Kesseln so hoch liegen, dass auch mit Rücksicht auf deren Schwankungen die höchste Stelle der vom Feuer und den Heizgasen berührten Kesselfläche (Heizfläche) noch hinreichend vom Wasser bedeckt bleibt. Ist jedoch die Gefahr des Erglühens ausgeschlossen, was angenommen werden kann, wenn die Heizgase bereits eine vom Wasser bespülte Fläche des Kessels bestrichen haben, die bei gewöhnlichem Essenzuge (stationäre und halbstationäre Kessel, Locomobile) wenigstens *zwanzigmal* und bei künstlich gesteigertem Zuge (Locomotive, Feuerungen mit Gebläse etc.) *vierzig-*

\*) In der Arbeitszeichnung für die Kesseleinmauerung oder dem sogenannten *Einmauerungsplan* wird das gewöhnliche Ziegelmauerwerk roth und das feuerfeste Mauerwerk gelb angelegt.

mal so groß ist, als die Rostfläche, dann ist es sowohl in Oesterreich als auch in Deutschland gesetzlich gestattet, die Heizgase über die den Dampfraum einschließenden Kesselwände hinzuführen, wie dies bei dem Kessel in Fig. 59, Text, (S. 189) der Fall ist, bei welchem die Heizgase im letzten Zuge durch die verticalen Siederohre den Dampfraum bestreichen.

Um den Bestand des Kesselmauerwerkes zu sichern und dasselbe zusammen zu halten, kommen schmiedeiserne durch das

Fig. 64.



**Anwendung von künstlichem Kork. (Dr. C. Grünzweig's Isolirmasse.)**

- a Isolirmasse aufgestrichen, zur Isolirung des Domes, der Kesselstirnwand und des Dampfzylinders.  
 b Formstücke zur Umhüllung der Dampfrohre.  
 c Korksteine zum Eindecken des Dampfraumes stationärer Dampfessel.  
 d gewöhnliches Ziegelmauerwerk.

(Fig. 64 bis 69.)

Mauerwerk hindurchgehende Ankerstangen oder Spannstangen und außen an das Kesselmauerwerk sich anlegende durch erstere festgezogene Armirungsschienen aus Gußeisen oder  $\sqcap$  Eisen zur Anwendung wie in Fig. 59 und 62, Text, ersichtlich.

Im Kesselmauerwerk sind ferner, wo es nöthig erscheint, um Ruß oder Flugasche von den Kesselwänden oder aus den Zügen zu entfernen, also zum Ausputzen der Züge, Putzöffnungen mit gusseisernen eingemauerten Rahmen und durch Lehm abgedichteten gusseisernen Deckeln zu ihrem Verschluss, angebracht. Befinden sich solche Verschlussdeckel an Stellen mit sehr hoher Temperatur, so werden dieselben innen mit feuerfesten Ziegeln ausgekleidet oder es wird die Oeffnung selbst vor dem Einlegen der Verschluss-

deckel nach innen mit feuerfesten Ziegeln provisorisch abgeschlossen, welche beim nächsten Ausputzen der Züge leicht wieder entfernt werden können.

Das Kesselmauerwerk reicht seitlich über den Kessel hinauf und schließt das auf einer Schuttschichte über dem Kessel angebrachte Ziegelpflaster ein, wie in Fig. 59, Text (S. 189), zu ersehen, und letztere sind vorhanden, einerseits um den Kessel nach oben gegen

Fig. 65.

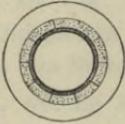


Fig. 68.



Fig. 66.

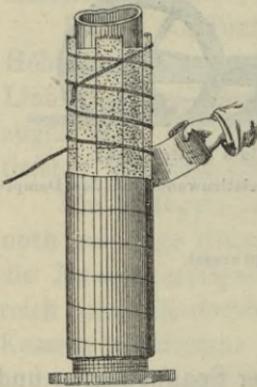


Fig. 69.

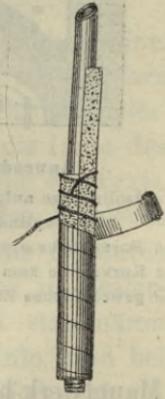


Fig. 67.



**Rohrnhüllung mit Formstücken aus künstlichem Kork.**

(Fig. 65 bis 69.)

die Wärmeausstrahlung, und wenn Feuer im Kesselhause ausbrechen sollte, gegen herabfallende brennende Sparren zu schützen, andererseits um einen sicheren Fußboden für den zeitweilig bei den Ventilen oben am Kessel beschäftigten Heizer abzugeben.\*)

\*) An Stelle der Schuttdecke war bei einigen Kesseln der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 eine Verkleidung mit Formstücken aus künstlichem Kork (Dr. C. Grünzweig's Isolirmasse) angewendet, welche als gute Schutzmasse gegen Wärmeausstrahlung auch zur

Mit Rücksicht auf das Putzen wird bei den Zügen der geringste Zwischenraum zwischen dem Mauerwerk und der Kesselwandung nicht unter 120<sup>mm</sup> weit gemacht und damit die Heizgase gehörig ausgenützt werden, wird die Gesamtlänge aller aufeinander folgenden Züge bis zu 30<sup>m</sup> lang gemacht, so dass ein mit drei Zügen versehener Kessel eine Länge bis zu 10<sup>m</sup> erhält. Die Gesamtlänge aller Züge soll jedoch 30<sup>m</sup> nicht überschreiten, weil die Heizgase schon zu weit abgekühlt werden, daher einerseits zu Niederschlägen veranlasst sind, andererseits durch eine so weite Ausdehnung der Heizfläche in ökonomischer Beziehung kein Vortheil erzielt, überdies aber die Kesselanlage theurer wird.

Bei halbstationären Kesseln, Locomobilen und Locomotiven ist kein Kesselmauerwerk vorhanden. Die Feuerzüge sind hierbei im Kessel selbst eingeschlossen und der Schutz gegen die Wärme-

---

Umhüllung der Dampfröhre vom Dampfkessel zur Dampfmaschine und zur Umhüllung des Dampfzylinders der Dampfmaschine in Anwendung kam. Fig. 64, Text (S. 193), lässt die Art der Anbringung dieser Formstücke und Isolirmasse erkennen, und Fig. 65 bis 69, Text, zeigt die Art der Umhüllung der Rohre mit Formstücken aus künstlichem Kork und Binden aus appetirtem leichtem Baumwollstoff. Die Manipulation mit dieser Verkleidung ist sehr reinlich, die Verkleidung dauerhaft, indem sich die Korkstücke bei ihrer Abnahme nach fast dreimonatlichem forcirtem Betriebe, wenn auch über dem Kessel von Ruß geschwärzt, doch unverbrannt vorfinden. Diese Umhüllung hat bei außerordentlich geringem Gewichte große Elasticität, erhält die Rohrwände rostfrei, widersteht hohen Dampftemperaturen (angeblich bis 180° C) und hat sich auch bei den von Walther Meunier vorgenommenen Versuchen in Mühlhausen als vorzügliche schlechtleitende Isolirmasse erwiesen.

Eine andere neuere auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 an Dampfleitungsrohren angewendete ebenfalls sehr reinliche und schlecht wärmeleitende Isolirmasse sind *Zöpfe und Polster aus Abfallseide* von Pasquay, erstere 40<sup>mm</sup> breit und 8<sup>mm</sup> dick, letztere 60<sup>mm</sup> breit und 18<sup>mm</sup> dick, deren Anbringung die Fig. 70 bis 74, Text (S. 196), ersichtlich machen. Der ziemlich lange Polster besteht aus einem Schlauch von rohem Seidengewebe, welcher mit Abfallseide ausgefüllt ist und wird in Schraubengängen um das einzuhüllende Rohr gewickelt wie Fig. 70, Text, zeigt, wobei das Ende spitz zugeschnitten wird, wie in Fig. 71, Text, angedeutet, um einen guten Anschluss an die Flantsche zu erzielen (Fig. 70, Text, links). Das Ende des Polsters wird vernäht, nachdem die Ausfüllung um einige Centimeter zurückgeschoben wurde (Fig. 72, Text) und

ausstrahlung erfolgt durch eine Verkleidung mittels eines Blechmantels.\*)

Hinsichtlich ihres *Querschnittes* gilt für die Züge die Größe der freien Rostfläche (siehe S. 231) als Bezugseinheit und macht man gewöhnlich den ersten Zug gleich  $\frac{3}{4}$ , den zweiten gleich  $\frac{5}{8}$

darauf die Verbindung der Enden zweier aufeinander folgender Polster ebenfalls durch Vernähen erzielt, wie die Fig. 73 und 74, Text, ersehen lassen. Zur Bildung einer Umhüllung von 26 mm Dicke kommt unten eine Lage Zöpfe und darüber eine Lage Polster, wie in Fig. 70, Text, gezeichnet.

Die auf genannter Ausstellung ebenfalls zur Umhüllung von Dampfrohren zur Anwendung gebrachte *Kieselguhr-Composition*, bestehend aus

Fig. 71.

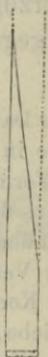


Fig. 75.

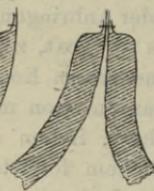
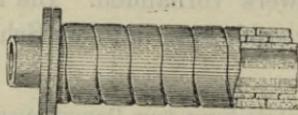


Fig. 72.

Fig. 73.

Fig. 74.

**Anwendung von Abfallseide zur Umhüllung der Dampfrohre von Pasquay in Wasselnheim.**  
(Fig. 70 bis 75.)

Kieselguhr (Infusierende) mit geringem Zusatz von Kuhhaaren und nassen Bindemitteln, welche auf die bereits vom Dampf durchströmten heißen Rohre aufzutragen ist, verbreitete wohl beim Auftragen der Umhüllung einen sehr unangenehmen Geruch, welcher sich jedoch nach einiger Zeit verlor, dagegen haftete die 10 bis 15 mm dick aufgetragene Masse recht gut an den Rohren.

Andere Materialien zur Umhüllung der Dampfrohre zum Schutze gegen die Wärmeausstrahlung sind: die Leroy'sche Masse, Schlackenwolle, Asbest, Hiller's Korkmehlcement.

\*) Auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 würden solche Kessel statt mit einem Blechmantel mit einer Umhüllung aus Dr. C. Grünzweig's Isolirmasse überzogen, welche Umhüllung bei angeheiztem Kessel ziemlich rasch bewerkstelligt wurde und sich als dauerhaft erwies.

und den dritten Zug und die folgenden gleich  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{3}{5}$  der freien Rostfläche oder nach Abrundung größer.

4. *Der Fuchs* mit dem Rauchschieber oder der Rauchklappe und dem zugehörigen Rahmen, sammt der Zugvorrichtung zum Rauchschieber oder zur Rauchklappe.

Der Fuchs ist derjenige im Querschnitt mit dem letzten Zug gleich große Canal, durch welchen die Heizgase vom Kessel abziehen und der Rauchschieber oder die Rauchklappe dient zum Verengen der Durchgangsöffnung behufs Regulirung des Zuges während des Betriebes und endlich zum vollständigen Absperren der Durchgangsöffnung bei Abstellung des Kessels.

Uebrigens soll der Rauchschieber auch jedesmal benützt werden, um vor dem Oeffnen der Heizthüre beim Aufwerfen frischen Brennmaterials den Fuchs abzusperrn, damit so der Zutritt von kalter Luft in den Feuerraum möglichst hintangehalten wird, denn diese kühlt einerseits das Brennmaterial ab und ist somit der Oekonomie des Betriebes abträglich, andererseits aber wird hierdurch der Bestand des Kessels gefährdet, indem die rasche Abkühlung der heißen Kesselwände bei gehinderter Zusammenziehung Nietlochrisse im Gefolge hat und hierdurch eine Kesselexplosion herbeigeführt werden kann.

In Fig. 59, Text, ist ein Rauchschieber gezeichnet und die Zugvorrichtung besteht aus einer über zwei Rollen geleiteten Kette, welche in der Nähe des Heizerstandes herabhängt und dortselbst ein Gewicht trägt. Dieses Gewicht ist als Gegengewicht für den Rauchschieber mit diesem gleich schwer und dient zur Bewegung des Rauchschiebers, indem dieser nieder geht, wenn das Gegengewicht gehoben wird und umgekehrt.

Oft findet man das Gegengewicht des Rauchschiebers unmittelbar vor der Heizthüre hängend, derart, dass man diese nicht öffnen kann, ohne das Gegengewicht zu heben, welche Einrichtung jedenfalls als ganz zweckmäßig zu bezeichnen ist. Auch kommen, wenn auch seltener, sogenannte *automatische Rauchverschlüsse* zur Anwendung, welche den Schluss des Rauchschiebers oder der Rauchklappe selbstthätig bewirken, sobald die Heizthüre geöffnet wird. Letztere bedingen jedoch gewöhnlich einen wenn auch einfachen, doch unliebsamen Mechanismus und wird deshalb gewöhn-

lich die in Fig. 59, Text, gezeichnete Zugvorrichtung mit dem Gegengewicht in der Nähe des Heizerstandes vorgezogen.

Bei halbstationären Kesseln und Locomobilen mit Blechschornstein kommt häufig weder ein Rauchschieber noch eine Klappe vor und die Zugregulierung etc. erfolgt in solchem Falle mittels der Aschenfallklappe, wie bei dem in Fig. 188, Text, gezeichneten halbstationären Kessel, bei welchem die Kette der Aschenfallklappe über der Heizthüre angehängt ist, so dass man die Aschenfallklappe schließen muss, wenn man den Zug vermindern will.

5. *Der Schornstein* oder die *Esse* (bei *S* in Fig. 1, Taf. XXII, im Grundriss gezeichnet) welcher die Rauchgase aus dem Fuchs *V* durch den gemeinsamen Rauchcanal *C* (Fig. 2, Taf. XXII) abzieht und in die freie Luft abführt. Derselbe ist entweder unmittelbar an die Wand des Kesselhauses angeschlossen oder auch ganz freistehend aufgebaut; letzteres ist in neuerer Zeit insbesondere bei größeren Fabriksschornsteinen gewöhnlich der Fall.

Der Schornstein wird entweder innen von unten bis oben durchaus gleich weit hergestellt und zeigt daher außen eine conische nach oben zu verjüngte Form, weil die Wandstärke nach oben zu abnimmt, oder er wird nach oben zu verengt, oder endlich er wird außen gerade aufgeführt und somit — ebenfalls wegen der nach oben zu abnehmenden Wandstärke — innen nach oben zu erweitert, in welch' letzteren Fällen der engste Querschnitt für die Größe des Schornsteines maßgebend ist, welcher bei einer Höhe gleich dem 25 bis 33fachen kleinsten Durchmesser mindestens gleich der Summe der Querschnitte aller einmündenden Züge sein soll, und für einen Kessel allein mindestens  $\frac{3}{5}$  der freien Rostfläche betragen soll, nach dessen Feststellung die Ausführung der Zeichnung und die Herstellung des Schornsteines dem die Bauausführung übernehmenden Baumeister zufällt, wobei die Feuer-sicherheits- und Bauvorschriften zu beobachten sind.

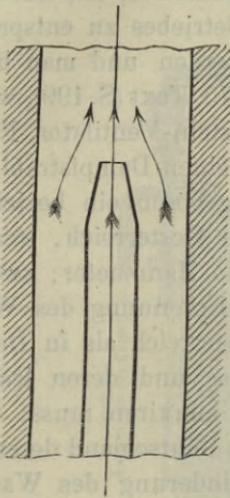
Die Rauchgase werden bei natürlichem Zuge mit um so stärkerem Zuge durch den Schornstein in die Luft abgeführt, je höher der Schornstein ist und mit je höherer Temperatur die Heizgase in denselben abziehen.

Bei sonst richtigen Verhältnissen muss es zur Beförderung eines guten Zuges hinreichend sein, wenn die Heizgase im Fuchs noch eine Temperatur von 180 bis 250° C aufweisen. Eine höhere

Temperatur der Heizgase im Fuchs bedingt in jedem Falle eine unökonomische Ausnützung des Brennmaterials.\*)

Bei Locomobilen und halbstationären Dampfmaschinen, sowie

Fig. 75.



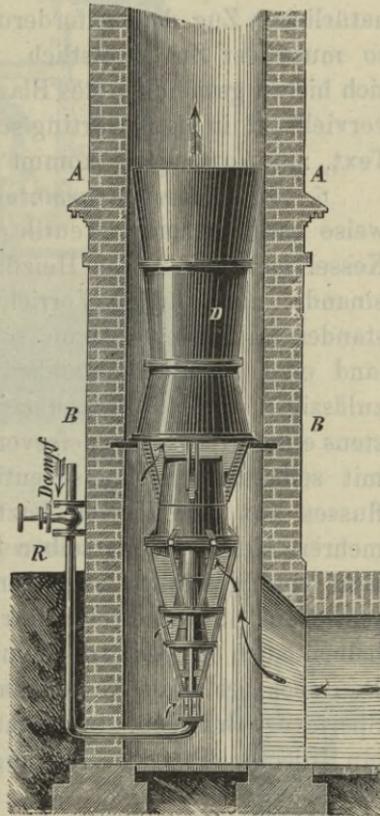
Blasrohr zur Zugbeförderung.

AA obere Abdichtung des Ventilator-Conus *D* gegen die Schornsteinwandung.

BB untere desgleichen.

R Dampfabsper- und Regulir-Ventil.

Fig. 76.



Körting's Schornstein-Ventilator.

bei provisorischen Anlagen stationärer Dampfessel kommen Blechschornsteine zur Anwendung, welche oben 2 mm und nach unten

\*) Zur Messung der Temperatur der durch den Fuchs ziehenden Rauchgase bedient man sich bis zu 250° C noch des *Quecksilberthermometers*, bei höheren Temperaturen hingegen kommen *Pyrometer* und für genauere Beobachtung *Quecksilber-Wasserstoff-Thermometer* von Prof. *Schwackhöfer* in Wien oder *Thalpotasimeter* von *Schaeffer & Budenberg* in Buckau-Magdeburg zur Anwendung.

zunehmend bis 5<sup>mm</sup> Blechdicke erhalten. Die nöthige Stabilität wird durch Verankerung mittels Ketten erzielt.

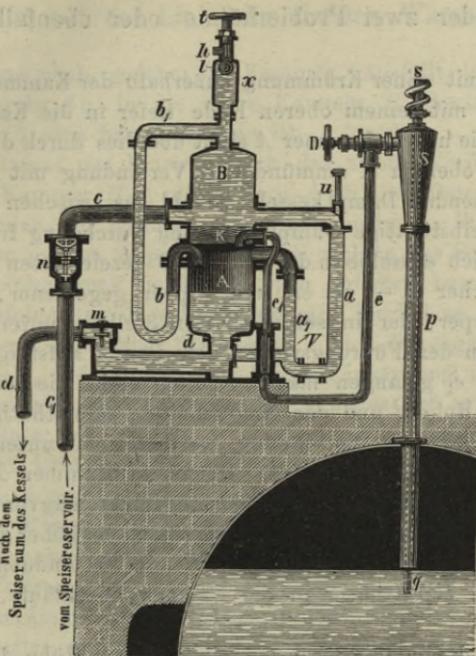
Ist bei einer bestehenden Kesselanlage der Querschnitt des Schornsteines zu klein oder kann dessen Höhe ein gewisses Maß nicht überschreiten, wie z. B. bei der Locomotive, um durch den natürlichen Zug den Anforderungen des Betriebes zu entsprechen, so muss der Zug künstlich vermehrt werden und man bedient sich hierzu gewöhnlich des Blasrohres Fig. 75, Text (S. 199), welches vervielfacht in dem Körting'schen Schornstein-Ventilator, Fig. 76, Text, zur Anwendung kommt und durch einen Dampfstrahl wirkt.

6. *Die Sicherheitsarmatur.* Hierzu gehören ein beziehungsweise zwei Sicherheitsventile, letzteres in Oesterreich, wenn der Kessel mehr als 2,5<sup>qm</sup> Heizfläche hat; ein Manometer; zwei von einander unabhängige Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel, wovon sowohl in Oesterreich als in Deutschland eine ein Wasserstandsglas sein muss und deren jede den zulässigen tiefsten Wasserstand deutlich markiren muss; wenigstens eine verlässliche Speisevorrichtung (in Deutschland deren zwei) mit selbstthätigem Speiseventil zur Verhinderung des Wasserabflusses aus dem Kessel, letzteres mit Absperrvorrichtung, wenn mehrere Kessel von derselben Pumpe gespeist werden. In Deutschland sind gesetzlich zwei verlässliche Speisevorrichtungen vorgeschrieben, in Oesterreich nur eine, aber es werden wohl allenthalben auch in Oesterreich mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes bei einer Kesselanlage zwei von einander unabhängige Speisevorrichtungen, und zwar gewöhnlich eine Kolbenpumpe und ein Injector (P. I. S. 159) angewendet.\*)

\*) Auf der intern.-elektrischen Ausstellung in Wien 1883 war an mehreren Kesseln als Speisevorrichtung *Cohnfeld's patentirter automatischer Dampfkessel-Speise-Apparat* mit gutem Erfolg angewendet. Derselbe ist in den Fig. 77 bis 80, Text, dargestellt. Fig. 77 zeigt eine zum Theil schematische Darstellung; Fig. 78 zeigt einen Durchschnitt durch den Apparat in der Mittelebene des Dampfeinströmungsrohres und des Speiserohres nach der wirklichen Ausführung; Fig. 79 zeigt den Durchschnitt des selbstthätigen Dampfventiles und endlich Fig. 80 die äußere Ansicht des Apparates. Die Wirkung des Apparates ist am besten in Fig. 77 zu verfolgen.

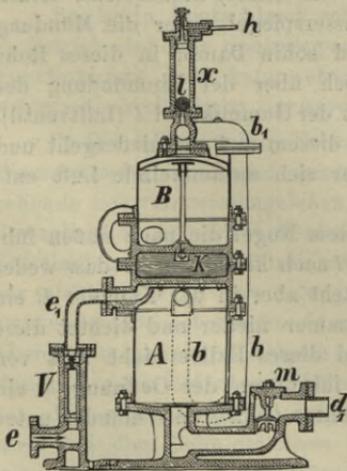
Die beiden Kammern *A* und *B*, welche durch einen mit Holz (als schlechtem Wärmeleiter) ausgefüllten Zwischenraum *K* getrennt sind, stehen durch zwei Uförmig gebogene Rohre *a* und *b* miteinander in Verbindung,

Fig. 77.



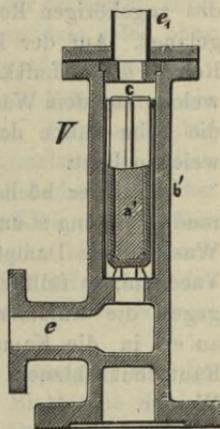
Schematische Darstellung.

Fig. 78.



(Verticalsechnitt.)

Fig. 79.



(Dampfventil.)

Cohnfeld's patentirter automatischer Dampfkessel-Speiseapparat.

Als zweite Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes werden entweder zwei Probierhähne oder ebenfalls ein Wasser-

wovon ersteres mit seiner Krümmung außerhalb der Kammern tiefer herabreicht und auch mit seinem oberen Ende tiefer in die Kammer *B* mündet als letzteres. Die untere Kammer *A* steht überdies durch die Rohre *p*, *e*, *e*<sub>1</sub>, wovon letzteres oben in *A* einmündet, in Verbindung mit dem Dampfraum in dem zu speisenden Dampfkessel, sobald das zwischen den Rohren *e*, *e*<sub>1</sub> eingeschaltete selbstthätige Dampfventil den Durchgang frei lässt, was der Fall ist, wenn sich dasselbe in der in Fig. 79 gezeichneten tiefsten Stellung befindet, in welcher es — als ein mit Rippen gegossener, mit Blei ausgefüllter Metallkörper, der in seiner tiefsten Stellung unten mit Füßen aufruht — zwischen den Führungsrippen den Dampf aufsteigen und aus dem Rohr *e* in jenes *e*<sub>1</sub> gelangen lässt. Endlich steht die untere Kammer *A* noch durch das Rohr *d* und das eingeschaltete selbstthätige Speiseventil *m* mit dem Speiserohr *d*<sub>1</sub> in Verbindung, welches tiefer unten in den Wasserraum des Dampfkessels einmündet. Die obere Kammer *B* steht dagegen durch das Rohr *e* und das eingeschaltete Rückschlagventil (selbstthätige Saugventil) mit dem am zweckmäßigsten von einem höher gestellten Wasserreservoir herführenden Wasserzflussrohr *e*<sub>1</sub> in Verbindung, durch welches das Speisewasser selbstthätig in die Kammer *B* einläuft, sobald dieselbe entleert ist.

Das unten offene Dampfrohr *p* reicht bis zur Höhe des Normalwasserstandes in den Dampfraum hinab und enthält noch einen Black'schen Speiserufer mit Signalpfeife *s* dessen ebenfalls unten offenes Rohr *q* bis zum tiefsten noch zulässigen Wasserstand (Wasserlinie) hinabreicht, derart, dass die Signalpfeife ertönt, wenn der Wasserspiegel unter die Mündung des zugehörigen Rohres *q* gesunken ist und sohin Dampf in dieses Rohr gelangt. Auf der Kammer *B* ist oben noch über der Einmündung des Rohres *b* eine Luftkammer *x* angebracht mit der Gummikugel *l* (Luftventil), welche auf dem Wasser schwimmt und mit diesem auf und niedergeht und die beim Füllen der Kammer *B* mit Wasser sich ansammelnde Luft entweichen lässt.

In ihrer höchsten Lage verschließt diese Kugel die nach außen führende Öffnung *h* und dichtet die Kammer *B* nach außen ab, so dass weder Wasser noch Dampf austreten kann. Entsteht aber in der Kammer *B* ein Vacuum, so fällt die Kugel in der Luftkammer nieder und dichtet diese gegen die Kammer *B* ab. Damit während dieses Falles nicht Luft von außen in die Kammer *B* eintreten kann, führt von der Öffnung *h* ein Kautschukschlauch in ein mit Wasser gefülltes Gefäß und mündet unter Wasser.

Ist nun der Apparat mit Wasser gefüllt, und gelangt durch das Dampfventil *V* Dampf in die Kammer *A*, so fließt das Wasser in Folge des hydrostatischen Druckes durch das Speiserohr *d*<sub>1</sub> in den Kessel ab. Hierbei tritt

standsglas angewendet\*) Sind zwei Probierhähne vorhanden, so muss der untere auf der Linie des tiefsten Wasserstandes ange-

fortwährend Dampf nach, welcher die Kammer *A* ausfüllt und endlich durch das Verbindungsrohr *bb*, in die obere Kammer *B* übertritt, sobald der Wasserspiegel in *b* ganz herabgesunken ist.

Es fließt darauf das Wasser durch das zweite Verbindungsrohr *aa*, aus der oberen Kammer *B* in die untere *A* ab, der Dampf aber wird an den kalten Wänden der Kammer *B* etc. condensirt, in Folge dessen eine Druckabnahme im ganzen Apparat entsteht, welche das Schließen des sich durch den Dampfüberdruck im Kessel nach aufwärts bewegenden Dampfventiles *V* im Gefolge hat. Letzteres legt sich hierbei an den oberen Ventilsitz an und sperrt mit seiner Stirnfläche *e'* den Durchgang des Dampfes fast vollständig ab, indem nur eine kleine Einkerbung in dieser Fläche vorhanden ist, welche das Anhaften des Ventiles auf seinem Sitz durch Adhäsion verhindern soll.

Es kann nun kein Dampf mehr aus dem Kessel nachströmen, und der in den Kammern *A* und *B* enthaltene Dampf wird durch das von der oberen in die untere Kammer abfließende kalte Wasser völlig condensirt. In Folge des nach entstehenden Vacuums fließt Wasser aus dem Speisereservoir durch das Rohr *cc*, und Rückschlagventil *n* in die Kammer *B* und füllt den Apparat neuerdings; hiermit aber ist der Apparat wieder in den Anfangszustand versetzt und es kann das Spiel von Neuem vor sich gehen. Bei *u* ist noch eine zweite Sicherheitspfeife vorhanden, welche ertönt, sobald der Apparat nicht richtig funktionirt und mithin Dampf in das Rohr *a* gelangt ist.

Solche in Deutschland schon seit 1877 durchaus mit gutem Erfolge in Betrieb stehende Speiseapparate lassen hinsichtlich der Sicherheit ihrer Functionirung wohl kaum etwas zu wünschen übrig, so dass selbe ohne weiters als verlässliche Speisevorrichtungen bezeichnet werden können.

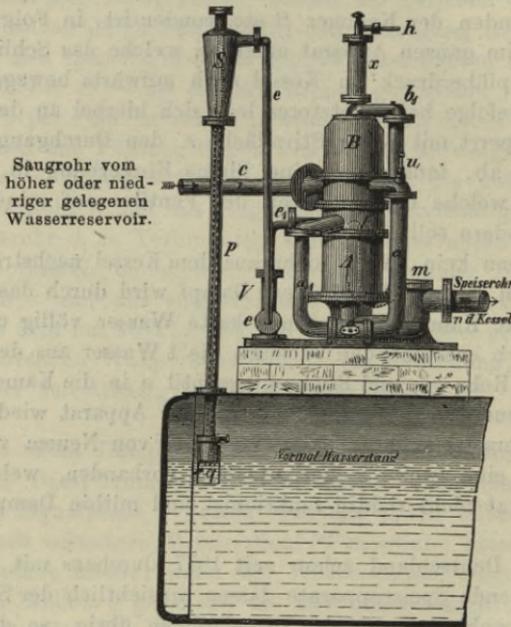
\*) Die sogenannten *Schwimmer* sind als Mittel zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel unzuverlässig, weil das durch die Stopfbüchse gehende Schwimmerstängelchen durch Ansetzung von Kesselstein in seiner Beweglichkeit behindert werden kann. Schwimmer sind deshalb auch bei Kesselanlagen des gewöhnlichen Fabrikbetriebes und des Kleingewerbes fast gar nicht mehr in Anwendung, wohl aber kommen selbe bei den hoch empor ragenden stehenden (verticalen) von den abziehenden Heizgasen der Flammöfen geheizten Kesseln der Eisenhüttenwerke vor, wo der Wasserstand oft ganz bedeutende Schwankungen aufweist.

Die sogenannten *Speiserufer*, das sind besondere Apparate, wie der zuvor bei dem Cohnfeld'schen Speiseapparat genannte Black'sche Speiserufer, welche durch Ingangsetzung einer Dampfpeife ein Alarmsignal geben, wenn das Wasser unter die Wasserlinie gesunken ist, können nur als Beigaben zur Erhöhung der Betriebssicherheit, nicht aber als zuverlässige Vor-

bracht sein, denn oberen dagegen bringt man zweckmäßig auf der Linie des höchsten in Hinsicht der Oekonomie des Betriebes zulässigen Wasserstandes an.

In Fig. 81, Text, ist ein gewöhnliches *Sicherheitsventil* mit cylindrischen Drehbolzen im Durchschnitt gezeichnet, und in

Fig 80.



(Ansicht.)

Cohnfeld's patentirter automatischer Dampfkessel-Speiseapparat.

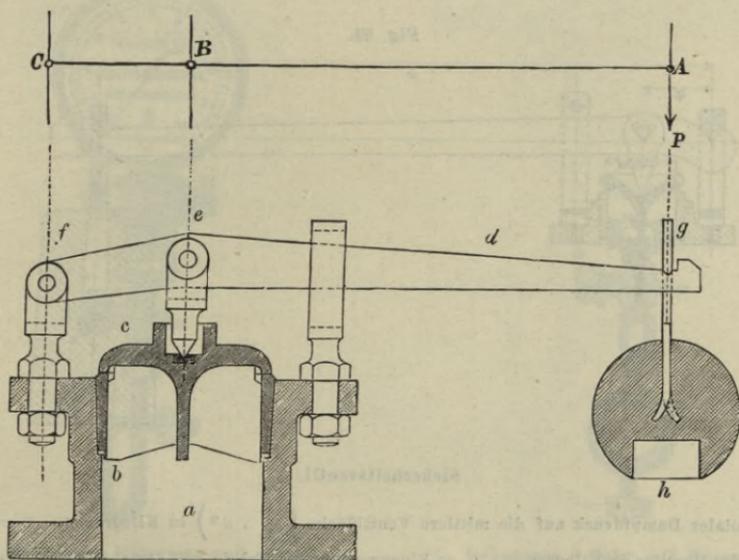
Fig. 82, Text, ein Sicherheitsventil neuerer Ausführung mit tief eingesenktem Druckstück und in Schneiden liegendem Hebel. Letzteres ist vorzuziehen, weil die Schneiden mit mehr Sicherheit die stets leichte Beweglichkeit des Hebels erwarten lassen, als cylindrisch eingepasste Drehbolzen. Die einzelnen Theile dieser Sicherheitsventile sind in den Figuren bezeichnet und benannt.

richtungen zur Erkennung des Wasserstandes bezeichnet werden. Im Gebrauch sind sie mit Vorsicht zu behandeln, weil sie nur zu leicht die Unaufmerksamkeit des Heizers fördern, ohne die unbedingte Gewähr in sich zu schließen, dass sie im Augenblicke wirklicher Gefahr nicht durch Zufälligkeiten besonderer Art ihren Dienst versagen.

Die Ventile liegen flach (nicht conisch) auf den Metallsitzen auf und die Auflagfläche ist sehr schmal ( $1\frac{1}{2}$  bis höchstens  $2\frac{1}{2}$  mm Breite der aufgeschliffenen Dichtungsfläche) um die Genauigkeit ihrer Anzeige zu erhöhen, deren Berechnung der mittlere Durchmesser der Auflagringfläche (*d* Fig. 82, Text) zu Grunde gelegt wird.

Das Belastungsgewicht  $G_2$  (Fig. 82, Text) muss am äußersten Hebelende angebracht werden, wozu dortselbst ein Einschnitt an-

Fig. 81.



*a* gusseisernes Ventilgehäuse. *b* Ventilsitz aus Metall. *c* flachsitziges Kegelventil aus Metall. *d* Ventilhebel. *B e* Druckpunkt. *C f* Drehpunkt. *A g* Aufhängepunkt. *h* Belastungsgewicht aus Gusseisen mit Blei ausgegossen. *AC* langer Hebelarm. *BC* kurzer Hebelarm. *P* Gewicht am Hebelende.

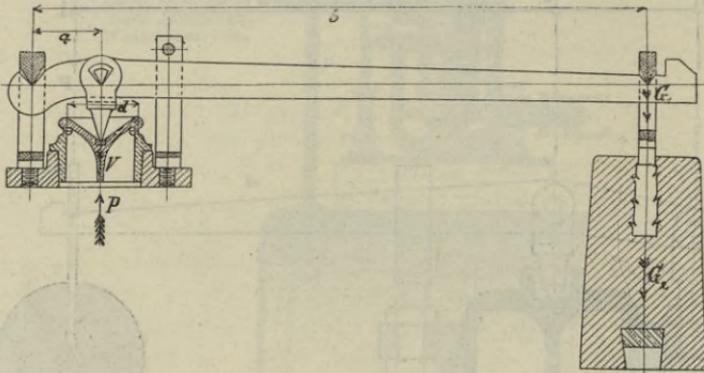
#### Sicherheitsventil.

gebracht ist. Um dieses Gewicht gegen das Herabfallen zu sichern, ist am Hebelende neben dem Einschnitt ein nach aufwärts stehender Ansatz vorhanden, wie in Fig. 81 und 82, Text, gezeichnet. Um ferner ein seitliches Ausweichen des Hebels zu verhindern, ist an der Flantsche des gusseisernen Ventiluntersatzes dem Hebel-drehbolzen oder der die Hebel-drehungsachse bildenden Schneide gegenüber ein gabelförmiges Führungsstück befestigt, zwischen

dessen Gabelarmen sich der Ventilhebel leicht beweglich befindet. Um ferner den Ventilhub zu begrenzen ist dieses Führungsstück entweder an den oberen Gabelenden schon durch die Herstellungsart desselben — aus einem Stück Schmiedeisen — verbunden, wie in Fig. 81, Text, oder es erfolgt die Hubbegrenzung durch einen in die beiden Gabelenden befestigten cylindrischen Stift, wie in Fig. 82, Text, gezeichnet.

Das aus Gusseisen in der durch die Rechnung bestimmten Größe hergestellte Belastungsgewicht  $G_2$  enthält oben das Gehänge

Fig. 82.



#### Sicherheitsventil.

$P$  = totaler Dampfdruck auf die mittlere Ventilfläche  $\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right)$  in Kilogramm.  $V$  = Gewicht des Ventiles in Kilogramm.  $G_1$  = Eigengewicht des Hebels und Druckstückes, gewogen am Aufhängepunkte des Belastungsgewichtes  $G_2$ .  $p$  = Dampfüberdruck in Kilogramm pro 1 qmm ( $1^{at} = 0,01$  kg/qmm).  $a$  = kurzer Hebelarm in Millimeter.  $b$  = langer Hebelarm in Millimeter.  $d$  = mittlerer Ventildurchmesser in Millim.  $G_2 = \frac{a}{b} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p - V\right) - G_1$ .

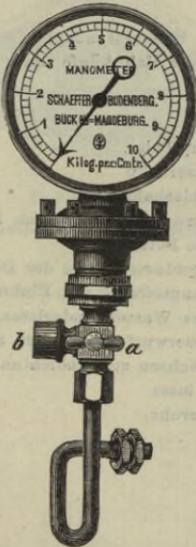
eingegossen und unten eine Aussparung, in welche nachträglich Blei eingegossen wird, um das Gewicht desselben genau zu adjustiren.

Das mit einer nach Atmosphären ( $1^{at} = 1$  kg/qcm) eingetheilten Skala versehene *Manometer* wird zum Schutz der inneren Theile gegen die Einwirkung des heissen Dampfes auf einem gebogenen Rohr mit Wassersack angebracht, wie in Fig. 83, Text, gezeichnet. Dieses Rohr erhält die in Fig. 83, Text, dargestellte Form, wenn es an eine verticale Wand befestigt wird, dagegen

die Form nach Fig. 84, Text, wenn es an einer horizontalen Wand befestigt werden soll.

Erfolgt die Befestigung dieses Rohres an einer Blechwand von geringer Dicke, so kommt diese zwischen die beiden am Gewinde angegebenen Muttern, welche gegenseitig die Abdichtung bewerkstelligen. In Oesterreich muss an dem Manometer-Untersatz ein Ansatz mit einem Muttergewinde von  $\frac{3}{4}$ '' Whitworth-

Fig. 83.



Manometer mit Untersatz und gebogenem S-Rohr dazu mit Wassersack.

a Dreiweghahn.

b Stutzen für das Controllmanometer.

Fig. 84.



Gebogenes S-Rohr mit Wassersack für das Manometer.

a Dreiweghahn.

b Stutzen für das Controllmanometer.

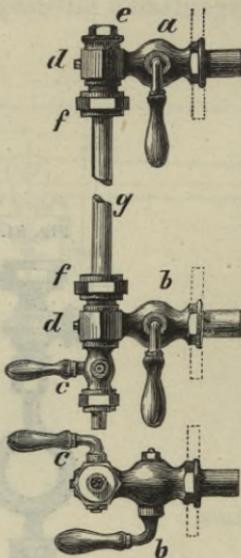
gewinde für das Controllmanometer vorhanden und die Einrichtung so getroffen sein, dass jedes der beiden Manometer für sich abgesperrt werden kann. In Fig. 83 und 84, Text, ist dieser Ansatz ersichtlich und der dort vorhandene Dreiweghahn entspricht der genannten gesetzlichen Anforderung. In Deutschland muss zur Anbringung des dort gebräuchlichen Doppel-Controllmanometers eine Flantsche bestimmter Form und Größe vorhanden sein.

Das Manometer zeigt den Dampfüberdruck an und der Zeiger steht auf Null, wenn der Dampfdruck im Kessel eben gleich ist

dem äußeren Luftdruck, welcher im Mittel gleich einer Atmosphäre ( $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/qcm}$ ) angenommen werden kann.\*)

Bei dem Skalenteilstrich, welcher die höchste für den Betrieb zulässige Dampfspannung anzeigt, ist ein Metallzeiger oder sonst eine deutlich sichtbare Marke anzubringen, um dem Heizer und auch dem Organ, welchem die Ueberwachung des Dampfbetriebes

Fig. 85.



### Wasserstandsglas und Hahnköpfe dazu.

- a Dampfahn.
- b Wasserahn.
- c Ausblashahn.
- d Verschlusschraubchen für die Putzlöcher.
- e Verschlusschraube der Durchgangsöffnung zum Einbringen des Wasserstandsglases.
- ff Ueberwurfmutter der Stopfbüchsen zur Abdichtung des Glases.
- g Glasrohr.

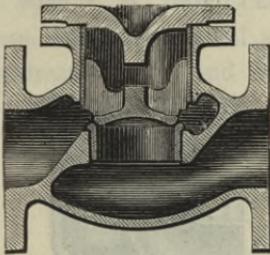
obliegt, als Anhaltspunkt für die Beurtheilung des jeweiligen Verhältnisses der vorhandenen Dampfspannung zur höchsten zulässigen leicht zu ermöglichen. Deshalb wird auch das Manometer an der Stirnseite des Kessels beim Heizerstande angebracht, wie in Fig. 59, Text, gezeichnet.

\*) Der äußere Luftdruck wird durch das *Barometer* gemessen und ist  $1 \text{ at} = 1 \text{ kg/qcm} = 735,5 \text{ mm}$  Quecksilbersäule, was ungefähr dem mittleren Luftdruck in *Reichenberg* entspricht. Nach dem Tagesbericht der meteorologischen Beobachtungsstation *Reichenberg*, welche  $349,6 \text{ m}$  Höhe über dem Meeresspiegel hat, beträgt dortselbst der Normalbarometerstand  $728,7 \text{ mm}$ , also etwas weniger als eine Atmosphäre gleich dem Drucke von einem Kilogramm auf einen Quadratcentimeter.

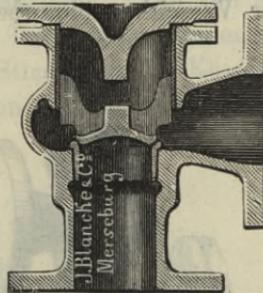
Das gewöhnlich gebräuchliche *Wasserstandsglas* mit den zugehörigen Hahnköpfen ist in Fig. 85, Text, in der Ansicht und im Grundriss gezeichnet. Der obere Hahn communicirt mit dem Dampfraum (Dampfhahn) und der untere mit dem Wasserraum

Fig. 86.

Fig. 87.



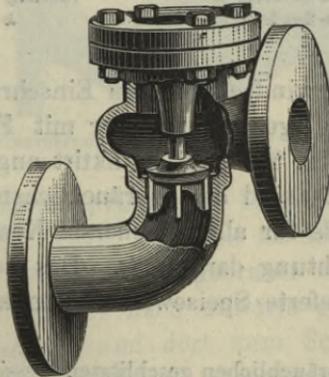
Durchgangsventil.



Eckventil.

Speiseventil nach Ausführung von C. W. Julius Blanke & Co. in Merseburg. (Fig. 21 und 22.)

Fig. 88.

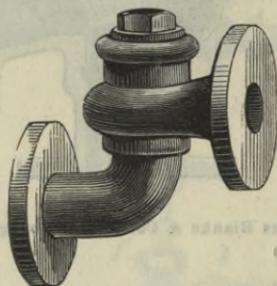


Eckventil mit Kniestutzen nach Ausführung von Schaeffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg.

(Wasserhahn) im Kessel und unter dem Wasserstandsglase ist am unteren Hahnkopfe der Ausblashahn angebracht, welcher dazu dient, das Wasserstandsglas auszublasen, um dasselbe zu reinigen und sich von der richtigen Functionirung des Dampfhahnes und des Wasserhahnes zu überzeugen. Zum Durchstoßen der Bohrungen

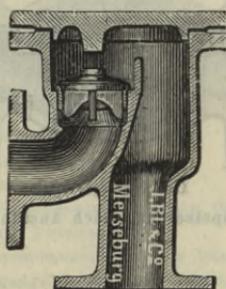
der beiden Hahnköpfe sind diese in der Achse derselben nach außen durchbohrt und durch kleine Verschlusschraubchen verschlossen. Die Abdichtung des Glases erfolgt in den beiden Hahnköpfen durch Hanfstopfbüchsen mit Ueberwurfmutter oder Gummischeiben, und zum Einbringen des Wasserstandsglases ist der obere Hahn in der Richtung der Achse des Glases durchbohrt und mit einer Verschlusschraube abgeschlossen. \*) Die beiden Hahnköpfe

Fig. 89.



Kleines Eckventil mit Kniestutzen nach Ausführung von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg.

Fig. 90.



Scholl'sches Speiseventil nach Ausführung von C. W. Julius Blanke & Co. in Merseburg.

sind entweder mit Gewindzapfen zum Einschrauben versehen, wie in Fig. 85, Text, voll gezeichnet, oder mit Flanschen zum Anschrauben, wie in Fig. 85, Text, punktirt angedeutet.

In Fig. 86 bis 90 sind die gebräuchlichsten Arten der *selbstthätigen Speiseventile* für allein stehende Kessel oder Kessel mit eigener Speisevorrichtung dargestellt. Das von der Pumpe durch das Druckrohr gelieferte Speisewasser kommt im Ventilgehäuse

\*) Die häufig gebräuchlichen geschlitzten Messingschutzhülsen, welche zwischen die beiden Hahnköpfe eingesetzt werden, um den Bruch des Glases durch äußere Zufälligkeiten zu verhindern, sind unzweckmäßig, indem selbe den beobachtenden Heizer beim Glasbruch während des Betriebes nicht nur nicht schützen, sondern, wie durch wiederholt vorgekommene Unglücksfälle denen eines oder beide Augen des betreffenden Heizers zum Opfer fielen erwiesen, geradezu gefährden, indem alle Glassplitter durch die Schlitze zu treten gezwungen sind und sohin nur nach der Richtung hinfliegen, in welcher sich das beobachtende Auge befindet. Am wenigsten gefährlich erscheint in dieser Beziehung noch ein Schutzgitter aus Draht.

unter das Ventil, hebt letzteres und tritt durch die Ventildurchgangsöffnung um in den Kessel weiter zu fließen. Sobald die Speisepumpe Wasser zu liefern aufhört, fällt das Ventil durch sein eigenes Gewicht zu und verhindert den Rücktritt des Wassers aus dem Kessel in die Speiserohrleitung. Die Zweckmäßigkeit der Anwendung ergibt sich für jedes Ventil durch die gegebene Lage der Flanschen in jedem einzelnen Falle von selbst. So wird z. B. das Eckventil Fig. 87, Text, anzuwenden sein, wenn das Speiseventil an die verticale Stirnwand des Kessels anzuschrauben ist und das Druckrohr von der Speisepumpe unter

Fig. 91.



Ventilverschluss mittels Bügel und Druckschraube.

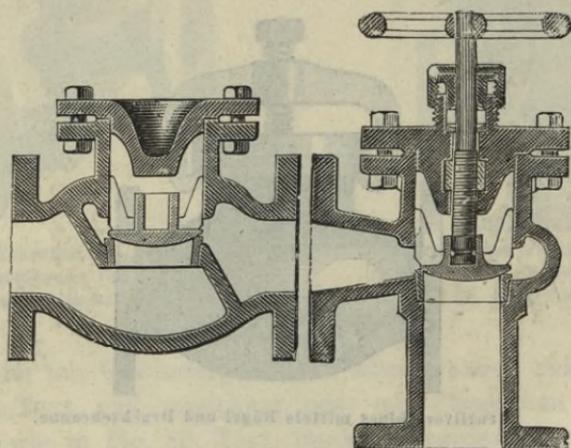
dem Speiseventil nach aufwärts zu führen ist. Das Scholl'sche Speiseventil, Fig. 90, Text, hingegen ist anzuwenden, wenn das Speiseventil oben am Kessel angebracht werden soll und das Wasser durch ein vertical nach abwärts geführtes, bis in den Wasserraum verlängertes und dort zum Schutz der Kesselwand in die Richtung der Kesselachse gebogenes Rohr in den Kessel abfließt, wie in Fig. 59, Text, gezeichnet.

Der Ventilhub, welcher nicht mehr als ein Viertel vom Ventildurchmesser betragen soll (P. I. S. 202), wird durch einen am Deckel des Ventilgehäuses angegossenen Ansatz begrenzt. Dieser Deckel wird entweder mittels Flanschen verschraubt, wie in Fig. 88, Text, gezeichnet, oder aber um das Ventil leicht zugänglich zu erhalten mittels Bügel und Druckschraube niedergehalten, wie in Fig. 91,

Text. Bei kleinen Ventilen kommt statt dieses Deckels eine einzige Verschlusschraube mit entsprechend großem Durchmesser und feinem Gewinde zur Anwendung, wie in Fig. 89, Text, gezeichnet.

Sollen mehrere Kessel von derselben Pumpe gespeist werden, so muss jeder Kessel von der Speiserohrleitung abgesperrt werden können, einmal um jeden Kessel nach Belieben in Benützung ziehen oder als Reservekessel stehen lassen zu können, und ferner, um nach Belieben den einen oder den anderen der nebeneinander in Betrieb stehenden Dampfkessel speisen zu können.

Fig. 92.

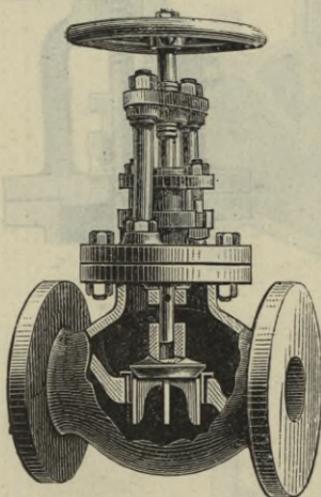


Speiseventil combinirt mit einem Absperrventil, nach Ausführung von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg.

Es muss deshalb nebst dem selbstthätigen Speiseventil nach Fig. 86 bis 91, Text, noch ein Absperrventil vorhanden sein, welches unmittelbar an ersteres angeschlossen wird, wie in Fig. 92, Text, bei einem Durchgangsventil gezeichnet, oder es muss das Speiseventil selbst die Einrichtung haben, um auch als Absperrventil dienen zu können, wie bei dem in Fig. 93, Text, gezeichneten Durchgangsventil oder bei dem Scholl'schen Ventil in Fig. 94, Text. In beiden letzteren Fällen ist die Druckspindel, welche durch den Deckel des Ventilgehäuses hindurch geht und mittels Handrad auf und nieder geschraubt werden kann, mit dem Ventiltiegel nicht in Verbindung, sondern sie lässt das Ventil auf

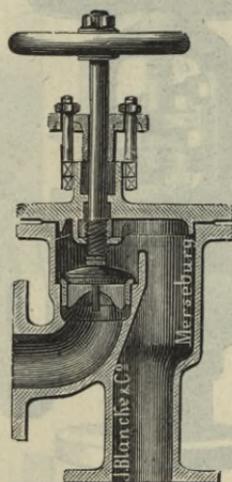
seinem Sitze frei liegen, wenn sie nach aufwärts geschraubt wird und dient demselben dann als Anschlag zur Hubbegrenzung; wird jedoch die Spindel hinreichend niedergeschraubt, so wird hierdurch das Ventil fest auf seinen Sitz niedergedrückt, wie bei einem mit der Ventilspindel verbundenen Absperrventil. Bei dem Ventil in Fig. 93, Text, liegt die Metallmutter zur Ventilspindel in einem durch zwei schmiedeiserne Säulchen getragenen Querstück außerhalb des Ventilgehäuses, um sie besser überwachen zu können.

Fig. 93.



Speiseventil mit Absperrspindel  
(Durchgangsventil), nach Ausführung  
von Schäffer & Budenberg in  
Buckau-Magdeburg.

Fig. 94.



Scholl'sches Speiseventil mit  
Absperrspindel, nach Ausführung von  
C. W. Julius Blanche & Co.  
in Merseburg.

Fig. 94, Text, dagegen zeigt die minder kostspielige Anordnung der in eine Aussparung des Deckels eingepassten, im Ventilgehäuse liegenden Metallmutter.

Die Ventilkegel der Speiseventile sind conisch auf ihren Metallsitz aufgepasst und aufgeschliffen.

7. *Die Betriebsarmatur* und hierzu gehören die Dampf-  
sperrventile in erforderlicher Anzahl, welche oben am Dampf-  
sammler oder Dom aufgeschraubt werden, und der Schlammhahn  
oder Ablasshahn, auch Abblashahn genannt (oder, aber minder gut

das Ablassventil), welcher an der tiefsten Stelle des Kessels angebracht wird, wie z. B. am Schlamm-sammler in Fig. 59, Text.

Ein *Dampfabsperrentil* gewöhnlicher Art mit innen liegender Metallmutter für die Ventilspindel ist schon in Fig. 92, Text, in Combination mit dem selbstthätigen Speiseventil gezeichnet. Ein Absperrventil besserer Art mit außen liegender Mutter und ge-

Fig. 95.

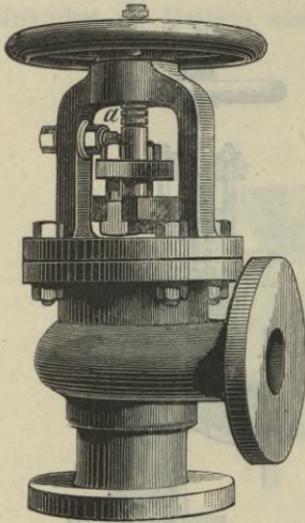
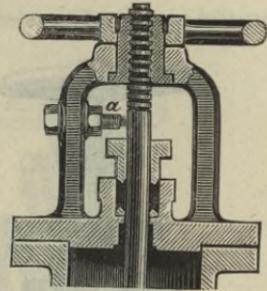


Fig. 96.



**Dampfabsperrentil mit aussen liegender Mutter und gerade geführter Spindel nach Ausführung von Schöffler & Budenberg in Buckau-Magdeburg.**

*a* Stift zur Geradföhrung, in eine Nuth der Spindel eingreifend.

(Fig. 95 und 96.)

rade geföhrter Spindel zur Vermeidung der Drehung des Ventiles auf seinem Sitz, ist in Fig. 95 in der Ansicht gezeichnet und Fig. 96 zeigt das Detail der Spindelbewegung und Föhrung im Durchschnit. In Fig. 97 und 98, Text, ist das Daelen'sche Dampfabsperrentil im Durchschnit dargestellt, welches auch bei groöem Ventildurchmesser die Dampfzuleitung von oben gestattet, vermöge welcher das Ventil durch den darauf lastenden Dampfdruck selbst geschlossen wird.

Der Ventilkegel, welcher nach oben einen cylindrischen mit

Fig. 97.

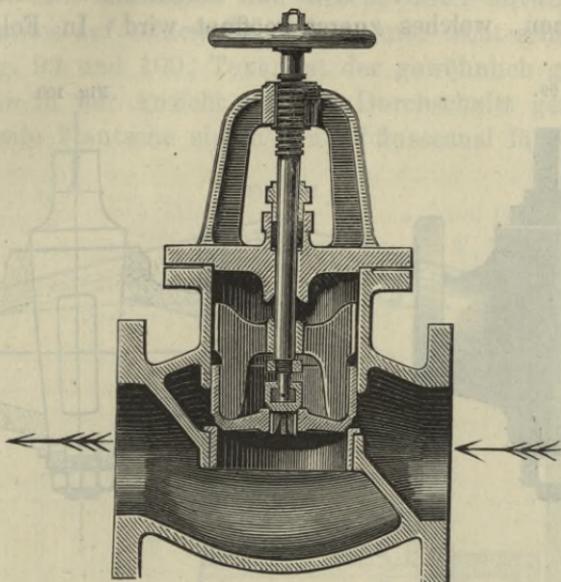
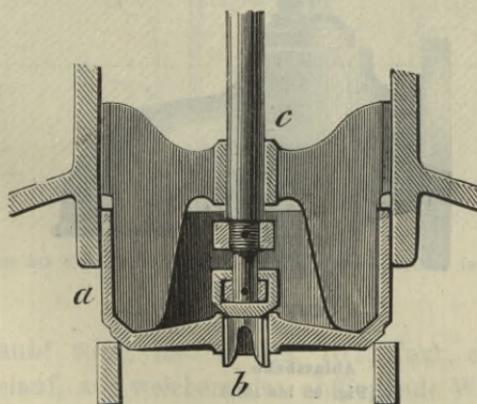


Fig. 98.



**Daelen'sches Dampfabsper Ventil nach Ausführung von Schaeffer & Budenberg  
in Buckau-Magdeburg.**

(Fig. 97 und 98)

*a* Ventilkegel.

*b* Entlastungsventil.

*c* Nabe des Ventilkegels *a*.

Spielraum eingepassten Ansatz und darüber die Flügel zur Führung aufweist, ist hierbei in der Mitte mit einem kleinen Entlastungsventil versehen, welches zuerst geöffnet wird. In Folge dessen

Fig. 99.

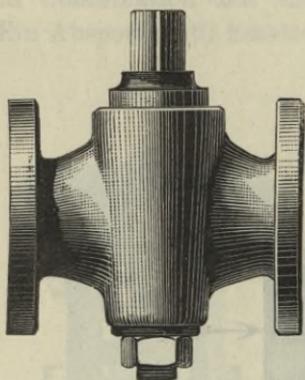


Fig. 100.

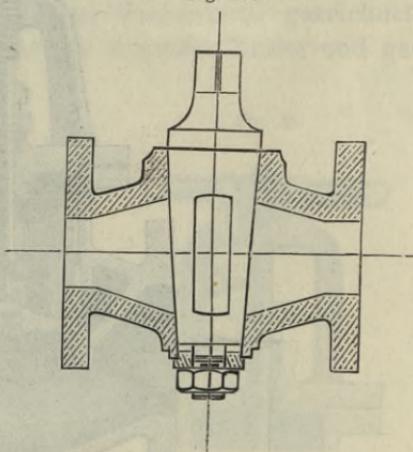
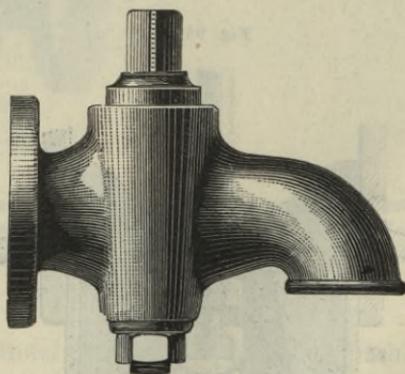


Fig. 101.

**Ablasshahn.**

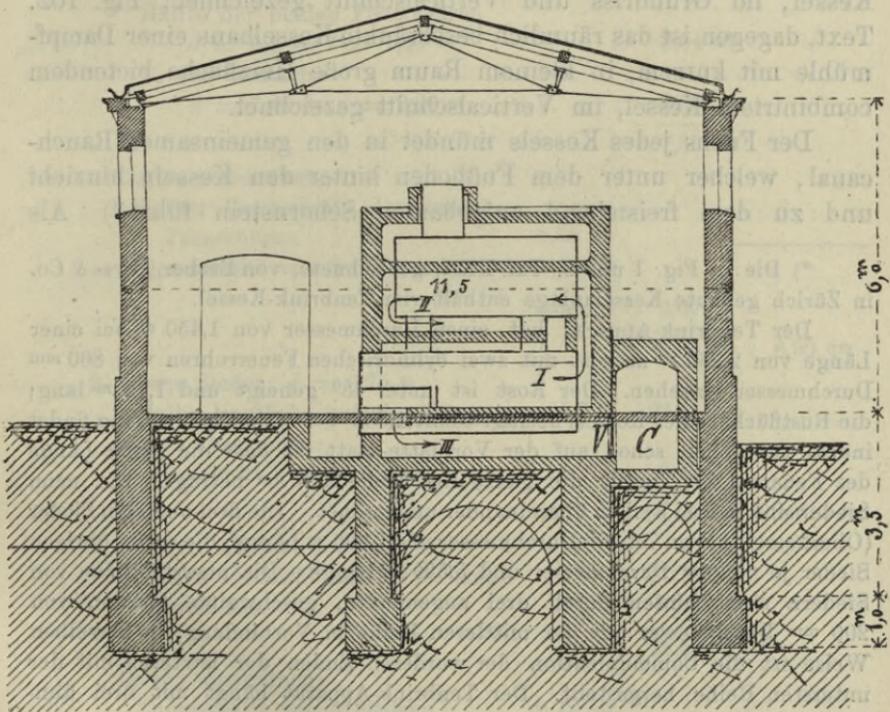
(Fig. 99 bis 101.)

tritt der in dem Führungsgehäuse über dem großen Ventilkegel vermöge des Spielraumes in der Rundung angesammelte Dampf aus und der von unten überwiegende Dampfdruck hebt den großen Ventilkegel selbst. Beim Schließen wird zuerst das kleine Ent-

lastungsventil niedergeschraubt, wonach der Dampf über dem großen Ventilkegel sich ansammelt und diesen, unter Mitwirkung seines Eigengewichtes auf seinen Sitz drückt und dicht schließt.

In Fig. 99 und 100, Text, ist der gewöhnlich gebräuchliche *Ablasshahn* in der Ansicht und im Durchschnitt gezeichnet, an dessen zweite Flantsche ein in den Abflusscanal führendes Eisen-

Fig. 102.



Schnitt durch das Kesselhaus der Borsig'schen Dampfmühle in Berlin-Moabit.

(150 Ng.)

rohr angeschraubt wird; und in Fig. 101, Text, ein *Ablasshahn* mit freiem Auslauf, aus welchem das abfließende Wasser unmittelbar in den Abflusscanal eintritt. Der Schlüssel zum Hahnkegel wird gewöhnlich abgenommen und nur beim Schlammablassen aufgesteckt.

Das bei dem Kessel in Fig. 59, Text, gezeichnete *Ablassventil* hat genau dieselbe Einrichtung wie ein gewöhnliches Dampfab-

sperrventil, es ist jedoch an dieser Stelle ein Hahn einem Ventil vorzuziehen, weil letzteres eher den Dienst versagt als ersterer.

8. *Das Kesselhaus*, welches gewöhnlich unmittelbar an das Fabriksgebäude anschließend, häufig aber auch ganz freistehend gebaut wird. In Fig. 1 und 2, Taf. XXII, ist das geräumige Kesselhaus einer größeren Fabriksanlage (Baumwollspinnerei) mit vier gleichen Tenbrink-Kesseln und einem seitlich stehenden anderen Kessel, im Grundriss und Verticalschnitt gezeichnet; Fig. 102, Text, dagegen ist das räumlich beschränkte Kesselhaus einer Dampfmühle mit kurzem, in kleinem Raum große Heizfläche bietendem combinirtem Kessel, im Verticalschnitt gezeichnet.

Der Fuchs jedes Kessels mündet in den gemeinsamen Rauchcanal, welcher unter dem Fußboden hinter den Kesseln hinzieht und zu dem freistehend aufgebauten Schornstein führt.\*) Als

\*) Die in Fig. 1 und 2, Taf. XXII, gezeichnete, von Escher, Wyss & Co. in Zürich gebaute Kesselanlage enthält vier Tenbrink-Kessel.

Der Tenbrink-Apparat hat einen Durchmesser von 1,450 m bei einer Länge von 2,260 m und ist mit zwei cylindrischen Feuerrohren von 800 mm Durchmesser versehen. Der Rost ist unter 48° geneigt und 1,16 m lang; die Rostfläche eines Kessels beträgt somit 1,856 qm. Die Verbrennung findet indess zum Theil schon auf der Vorplatte statt, so dass die ganze Länge des Feuers 1,4 m, somit die ganze Rostfläche 2,24 qm beträgt. Die neun Sieder sind in drei Reihen übereinander angeordnet. Die drei obersten Sieder (Oberkessel) haben 750 mm Durchmesser und 7,425 m Länge, die sechs übrigen Sieder je 600 mm Durchmesser und 5,530 m Länge. Die oberste Reihe von Siedern steht hinten durch drei angenietete, geschweißte Stutzen von 200 mm Durchmesser mit der mittleren Reihe in Verbindung; in derselben Weise ist die Communication der vorderen Enden der letzteren mit der untersten Reihe hergestellt. Der Tenbrink-Apparat hängt mit drei ähnlichen Stutzen mit der obersten Siedereihe zusammen. Sämmtliche neun Sieder sind durch die Rückwand des Kesselmauerwerkes hindurch geführt, und von dort aus durch Mannlöcher befahrbar. Quer über die oberste Siederreihe liegt ein mit dieser durch Rohrstützen verbundener Dampfsammler von 700 mm Durchmesser und 2,9 m Länge. Der ganze Dampfsammler ist von Mauerwerk umgeben; ein darauf genieteter gusseiserner Rohrstützen trägt oben zwei Sicherheitsventile und vorne das Dampfaustrittsventil. Die Feuergase ziehen aus dem Tenbrink-Apparat zunächst unter den drei obersten Siedern nach hinten, kehren sodann längs der mittleren Sieder, dieselben ganz umspülend, nach vorn zurück, wenden sich dann abermals längs der untersten Reihe nach hinten und treten durch einen Fuchs von 1 m Höhe auf 0,5 m Breite in den gemeinsamen Rauch-

Dachstuhl kommt im Kesselhaus gewöhnlich der Polonceau-Dachstuhl zur Anwendung, welcher auch in den beiden Verticalschnitten

canal, welcher 1,5 m Höhe bei 1,3 m Breite misst. Der Schornstein hat eine Höhe von 45 m. Der achteckige Querschnitt misst über die Seiten 1,6 m im Lichten.

Die Heizfläche eines Kessels berechnet sich folgendermaßen:

1. Tenbrink-Apparat.

Hälfte der beiden Feuerröhren

$$d = 0,8 \text{ m}; l = 1,45 \text{ m} \dots \dots \dots 3,64 \text{ qm}$$

$\frac{3}{8}$  der Umfläche

$$d = 1,45 \text{ m}; l = 2,26 \text{ m} \dots \dots \dots 3,86 \text{ „}$$

7,50 qm

Davon abzuziehen:

halber Querschnitt der beiden

$$\text{Feuerröhren} \dots \dots \dots 0,50 \text{ qm}$$

$$\text{Querschnitt von 3 Stützen} \dots \dots \dots 0,10 \text{ qm}$$

$$\underline{0,60 \text{ qm}}$$

0,60 „

6,90 qm

6,90 qm.

2. Obere Sieder;  $d = 0,75 \text{ m}$

$$\text{Halbe Umfläche auf eine Länge von 6,7 m} \dots \dots \dots 23,68 \text{ qm}$$

Davon abzuziehen:

$$\text{Querschnitt von 6 Stützen} \dots \dots \dots 0,19 \text{ „}$$

23,49 qm

23,49 qm.

3. Mittlere Sieder;  $d = 0,6 \text{ m}$

$$\text{Ganze Umfläche auf 4,9 m Länge} \dots \dots \dots 27,71 \text{ qm}$$

$$\text{Stirnflächen} \dots \dots \dots 0,85 \text{ „}$$

28,56 qm

Davon abzuziehen:

$$\text{Querschnitt von 6 Stützen} \dots \dots \dots 0,19 \text{ qm}$$

Berührungsfläche des Mauerwerkes zwischen der oberen und mittleren Reihe

$$\dots \dots \dots 0,46 \text{ „}$$

$$\underline{0,65 \text{ qm}}$$

0,65 qm

27,91 qm

27,91 qm.

4. Untere Sieder;  $d = 0,6 \text{ m}$

$$\text{Ganze Umfläche auf 5 m Länge} \dots \dots \dots 28,27 \text{ qm}$$

$$\text{Stirnflächen} \dots \dots \dots 0,85 \text{ „}$$

29,12 qm

Uebertrag

29,12 qm

58,30 qm.

des Kesselhauses Fig. 2, Taf. XXII und Fig. 102, Text, gezeichnet ist.

9. *Das Speisewasserreservoir.* Dasselbe ist gewöhnlich aus Eisenblech durch Nietung hergestellt und erhöht auf eisernen Traversen untergebracht und dient zur Ansammlung des für die Kessel speisung nöthigen Wassers, welches durch eine besondere Pumpe aus einem Brunnen hinein geschafft wird. In Fig. 1, Taf. XXII,

	Uebertrag	29,12 qm	58,30 qm.
Davon abzuziehen:			
Querschnitt von 3 Stutzen . . . . .	0,09 qm		
Berührungsfläche des Mauerwerkes zwischen der mittleren und unteren Reihe . . . . .	0,47 „		
	0,56 qm	0,56 „	
		28,56 qm	28,56 qm.
5. Verbindungsstutzen; $d = 0,2$ m			
3,18 laufende Meter . . . . .			2,00 „
		Totale Heizfläche	88,86 qm.

Es ist somit das Verhältnis zwischen der Heizfläche und der Rostfläche d. i. Oberfläche des Feuers:

$$\frac{88,86}{2,24} = 40.$$

Für alle vier Kessel zusammen hat man also:

Totale Heizfläche . . . . .	335,4 qm.
„ Rostfläche . . . . .	9,0 qm.

Die Speisung der Kessel erfolgt durch zwei Dampfpumpen; das Speisewasser wird aus einem mit dem Oberwassercanal der Turbinen in Verbindung stehenden gemauerten Bassin angesaugt und tritt je am hintern Ende der untersten Sieder ein. Die regulirbaren Speiseventile sind der Bequemlichkeit halber vorn an den Kesseln angebracht.

Der Dampf wird mittels einer sorgfältig mit Cement und Schlackenwolle eingehüllten Rohrleitung von 260 mm Durchmesser durch den gewölbten Verbindungsgang in das Maschinenhaus geführt. Er tritt zunächst in einen Separator, welcher zur Ableitung des Condensationswassers mit einem selbstthätigen Condensationswasser-Ableiter versehen ist, und von da in die Cylinder. Die Dampfmäntel stehen ebenfalls je mit einem Condensationswasser-Ableiter in Verbindung.

Die Länge der Leitung beträgt vom nächsten Kessel bis zum Separator ca. 48 m, von da bis zum einen Cylinder noch 4,5 m und zum andern 8,5 m.

ist dieses Reservoir im Kesselhaus selbst untergebracht und im Grundrisse links in der Ecke hinter den Kesseln gezeichnet. In dieser Figur ist auch die Rohrleitung vom Reservoir zu den Dampfpumpen und von diesen zu den einzelnen Kesseln ersichtlich (Röhrenplan), und die Pumpen erhalten das Wasser direct vom Reservoir.

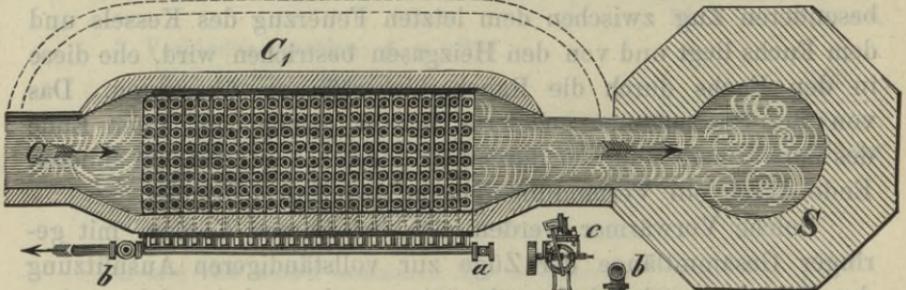
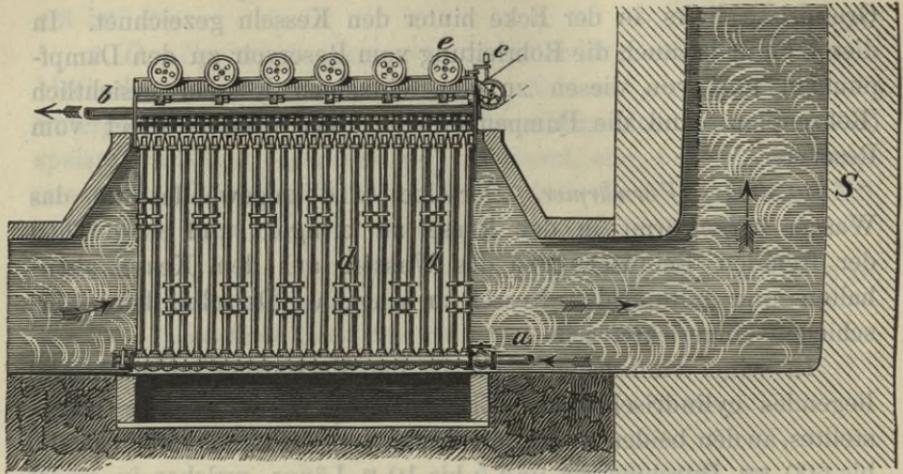
10. *Der Vorwärmer.* Derselbe wird angewendet um das Wasser vorgewärmt in den Kessel zu bringen, und einen Theil der fremden Beimischungen des Wassers aus dem Kessel abzuhalten und mithin den Kessel zu schonen. Derselbe kann verschieden eingerichtet sein.

In seiner einfachsten Form ist der Vorwärmer ein horizontal liegendes cylindrisches aus Eisenblech durch Vernietung hergestelltes, an den beiden Enden mit Böden verschlossenes Rohr von 400 bis 600 <sup>mm</sup> Durchmesser und 5 bis 10 <sup>m</sup> Länge, welches in einem besonderen Zug zwischen dem letzten Feuerzug des Kessels und dem Fuchs liegt und von den Heizgasen bestrichen wird, ehe diese in den Fuchs durch die Rauchschieberöffnung übertreten. Das von der Speisepumpe gelieferte Wasser gelangt am einen Ende des Vorwärmers in diesen, durchfließt denselben und tritt am anderen Ende durch ein Verbindungsrohr in den Kessel hinüber.

Solche Vorwärmer werden sich bei kurzen Kesseln mit geringer Gesamtlänge der Züge zur vollständigeren Ausnützung des Brennmaterials als zweckmäßig erweisen, bei welchen ohne deren Anwendung die Rauchgase noch mit ziemlich hoher Temperatur in den Schornstein entweichen würden.

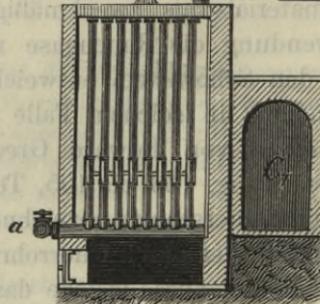
Ein anderer in solchem Falle anzuwendender Vorwärmer ist der *Economiser* von Edward Green und Sohn in Manchester. Derselbe ist in Fig. 103 bis 105, Text, im verticalen Längsschnitt, Grundriss und Querschnitt gezeichnet und besteht aus einer grösseren Zahl verticaler durch Querrohre unten und oben verbundener gußeiserner Rohre, durch welche das Wasser von der Speisepumpe zum Kessel hindurchfließt. Um die verticalen Rohre außen von Ruß und Flugasche rein zu halten, werden dieselben durch selbstthätig auf und ab bewegte Schaber abgeschabt, welche an Ketten hängen, die durch Trommeln abwechselnd auf und abgewickelt werden. Oben ist für jedes verticale Rohr eine Reinigungsöffnung zur inneren Reinigung des Rohres vorhanden, mit zugehörigem Ver-

Fig. 103 bis 105.



**Economiser von Edward Green & Sohn  
in Manchester.**

(Fig 103 bis 105.)



*a* Eintritt des Speisewassers in den Vorwärmer.

*b* Abfluss des vorgewärmten Wassers zu den Kesseln.

*c* Antrieb mit Wendegetriebe für die Bewegung der Schaber *d*.

*e* Schneckenräder dazu.

*C* Gemeinsamer Abzugschanal der Heizgase von den Kesseln.

*C*<sub>1</sub> Reservечanal für den Fall als der Economiser ausgeschaltet werden muss.

*S* Schornstein.

schlussdeckel. Die Reinigung erfolgt durch Ausbohren des Kesselsteines, welcher sich an den Rohrwänden absetzt. Die Rohrenden sind schwach conisch abgedreht und in die ebenso ausgefrästen Muffen fest hineingepresst. Der Antrieb der Schaber enthält ein Wendegetriebe bestehend aus zwei lose auf der Antriebwelle sitzenden Kegelrädern und einer Klauenkupplung, welche durch einen Hebel abwechselnd mit einem und dem andern Kegelrad gekuppelt wird. Von dieser Welle wird die Schneckenwelle angetrieben, deren Schnecken in die auf den Trommelwellen aufgekeilten Schneckenräder eingreifen.

Mit Rücksicht auf die Vornahme von Reparaturen an dem Vorwärmer wird die Einrichtung so getroffen, dass derselbe sowohl aus der Speiserohrleitung als auch aus dem Feuerzug ausgeschaltet werden kann; ersteres erfolgt durch eine Rohrabzweigung mit Absperrventilen und letzteres durch den Reservecanal für Rauchgase, welcher neben dem Economiser hinzieht und durch zwei Rauchschieber ein- oder ausgeschaltet werden kann.

Beim Durchgang durch diesen von 250 bis 300° C heißen Rauchgasen bespülten Vorwärmer, wird das Speisewasser bedeutend erwärmt derart, dass es mit einer Temperatur von 100 bis 140° C in den Kessel gelangt, welche Temperatur durch ein eingehängtes Thermometer im Oelbad gemessen werden kann.

Durch die Anwendung des Economisers ist man auch in der Lage, ältere unvollkommenere Kesselanlagen mit nicht hinreichend großer Heizfläche zu verbessern.

Ein solcher Vorwärmer bildet, sobald er durch ein selbstthätiges Speiseventil vom Dampfkessel getrennt ist, keinen Theil des letzteren und unterliegt dann auch nicht der Kesselprobe.

Eine andere Art der Vorwärmer ist diejenige, bei welcher der von der Dampfmaschine abziehende Dampf (Auspußdampf, Abdampf) zum Vorwärmen des Wassers zur Anwendung kommt und man unterscheidet hierbei *Vorwärmer mit einströmendem Dampf*, bei welchen der Dampf in directe Berührung kommt mit dem vorzuwärmenden Speisewasser und *Vorwärmer mit durchströmendem Dampf*, bei welchen der Dampf entweder in einer Kupferrohrschlange oder in einem Röhrensystem (Röhrenvorwärmer) durch das Wasser hindurchgeleitet wird und dasselbe vorwärmt, ohne damit in directe Berührung zu kommen. Letztere sind den

ersteren vorzuziehen, weil bei jenen vom Dampf mitgerissenes Fett sich im Vorwärmer absetzt und mit dem vorgewärmten Wasser aus dem Vorwärmer durch die Speisepumpe in den Kessel gelangt, wo es durch Zersetzung als Fettsäure zur Zerstörung des Kesselbleches mitwirkt.

Ein *Vorwärmer mit einströmendem Dampf* ist in Fig. 8 bis 14, Taf. XXI, sammt allen seinen Constructionsdetails dargestellt und zwar ein sogenannter Vorwärmer mit Tellerapparat. Der Auspuffdampf (Abdampf) von der Dampfmaschine strömt von unten durch ein verticales Rohr in der Achse des Vorwärmers nach aufwärts und ist durch eine Blechkappe gegen das Einfließen des über die Teller herabrieselnden Wassers geschützt. Letzteres fließt, sobald der betreffende Hahn vom Heizer oder Maschinenwärter geöffnet wird, von einem höher gelegenen Reservoir in den Vorwärmer auf den Teller und der überschüssige Dampf zieht oben seitlich aus dem Vorwärmer durch ein Rohr über das Dach des Maschinenhauses ab. Unten seitlich mündet das zur Speisepumpe führende Saugrohr, durch welches das vorgewärmte Wasser aus dem Vorwärmer zur Pumpe abfließt, um von dieser in den Dampfkessel gepumpt zu werden.

In der Höhe des höchsten zulässigen Wasserstandes ist ein Ueberlaufrohr angebracht.

In Fig. 106, Text, ist ein stehender Röhrenvorwärmer im Verticalschnitt und Horizontalschnitt gezeichnet. Derselbe besteht aus dem äußeren Mantel *M* aus Eisenblech, welcher auf einem gusseisernen, durch eine Scheidewand in zwei Kammern getheilten Untersatz aufgeschraubt ist, und dem auf letzterem stehenden Röhrensystem. Der Dampf strömt bei *a* von der Dampfmaschine in den gusseisernen Untersatz, und aus diesem durch die eine Hälfte der Röhre *R* nach aufwärts, sammelt sich dort in der Kammer *K* und geht durch die zweite Hälfte der Rohre nach abwärts in die zweite Kammer und tritt bei *b* aus, wo das über das Dach führende Auspuffrohr angeschraubt wird.

Das vorzuwärmende Wasser fließt entweder aus dem höher gestellten Reservoir bei *c* in den Vorwärmer und durch diesen bei *d* in das zur Pumpe führende Speiserohr, noch zweckmäßiger aber ist es die Bewegungsrichtung umzukehren, und den Vorwärmer in das Druckrohr einzuschalten, welches von der Speise-

pumpe zum Kessel führt, so dass das Wasser unter Druck unten bei  $d$  in den Vorwärmer gedrückt wird und oben bei  $c$  in das zum Kessel führende Speiserohr weiter fließt.

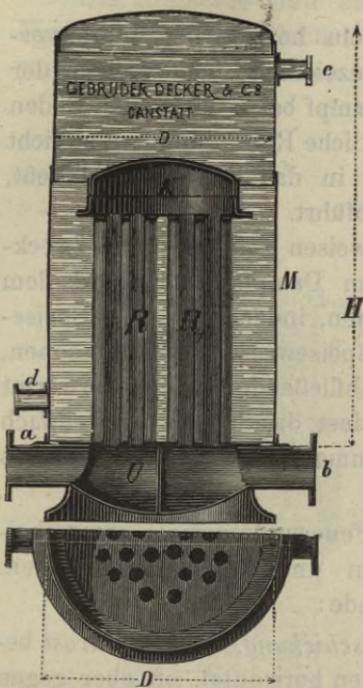
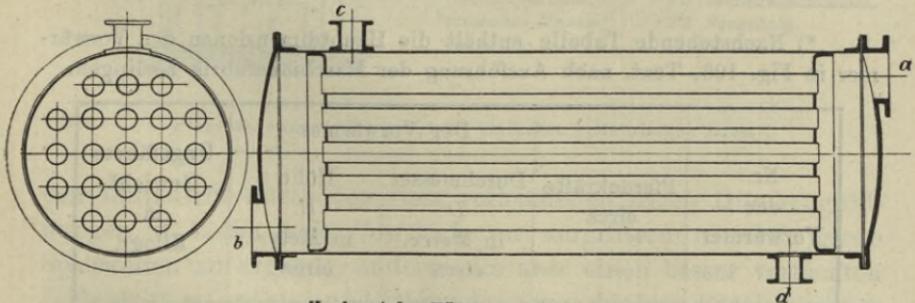


Fig. 107.  
Querschnitt.

Fig. 106.  
Vorwärmer mit durchströmendem Dampf nach  
Ausführung der Esslinger Maschinenfabrik.

- M* Mantel aus Eisenblech.  
*U* Gusseiserner Untersatz mit Scheidewand.  
*a, b* Rohrstützen für die Ein- und Ausströmung  
des Dampfes.  
*R, R<sub>1</sub>* Heizrohre.  
*K* Dampfchammer.  
*c, d* Rohrstützen für den Zu- und Abfluss des  
Speisewassers.  
*D* Durchmesser des Mantels.  
*H* Höhe des Mantels.

Fig. 108.  
Längsschnitt.



Horizontaler Röhrenvorwärmer.  
(Fig. 107 und 108.)  $\frac{1}{20}$  Ng.

Saugt die Pumpe das vorgewärmte Wasser aus dem Vorwärmer, so darf die Temperatur des Wassers im Vorwärmer nicht zu hoch steigen, weil sonst die Pumpe ihren Dienst versagt, sie kann

aber bis 50° C oder 40° R betragen. Wird jedoch der Vorwärmer in Fig. 106, Text, wie vorstehend angegeben, in das Druckrohr der Speisepumpe eingeschaltet, so kann das Wasser nahezu bis zur Siedetemperatur erhitzt werden.\*)

In Fig. 107 und 108, Text, ist ein horizontaler Röhrenvorwärmer im Längs- und Querschnitt gezeichnet, bei welchem der von der Dampfmaschine abziehende Dampf bei *a* durch den Boden des Vorwärmers eintritt, durch sämtliche Rohre hindurch streicht und bei *b* durch den zweiten Boden in das Dampfrohr abfließt, welches den überschüssigen Dampf abführt.

Solche horizontale Vorwärmer erweisen sich auch recht zweckmäßig zur Anwendung zwischen dem Dampfzylinder und dem Condensator bei Condensationsmaschinen, indem darin das Speisewasser durch den in den Röhren vom Speisewasser abgeschlossenen, vom Cylinder in den Condensator abfließenden Dampf erwärmt wird, was viel vortheilhafter ist, als dass das Speisewasser einfach aus dem Condensationswasser entnommen wird, indem letzteres ebenfalls Fett mit sich führt.

**3. Die Feuerungssysteme.** Die Feuerungssysteme unterscheiden sich durch die Rostanordnungen und Feuerungsmethoden. Die wichtigsten derselben sind folgende:

1. *Der Planrost mit ganzer Beschickung.* Der Planrost besteht aus Roststäben, welche am besten horizontal, oft aber gegen die Feuerbrücke zu etwas geneigt, nebeneinander liegen und von

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen der Vorwärmer in Fig. 106, Text, nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen.

Nr. der Vorwärmer	Pferdekräfte circa	Der Vorwärmer		Ungefähres Gewicht in Kilogr.
		Durchmesser <i>D</i> in Meter circa	Höhe <i>H</i> in Meter circa	
1	4—8	0,5	1,0	300
2	10—16	0,7	1,4	600
3	20—30	0,8	1,8	900
4	40—60	1,0	2,0	1200
5	70—100	1,25	2,5	1800

den Rostträgern getragen werden. Die Fig. 109 bis 111, Text, stellen diese Rostanordnung dar. Die einzelnen Benennungen sind den Figuren selbst beige druckt.

Die Roststäbe sind entweder oben glatt und eben, wie in Fig. 112, Text, und heißen dann *gewöhnliche Roststäbe*, oder sie weisen besondere Formen auf, um einerseits die Summe der für

Fig. 109.  
(Querschnitt.)

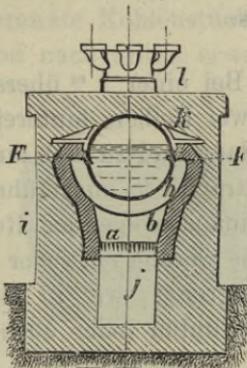


Fig. 110.  
(Längsschnitt.)

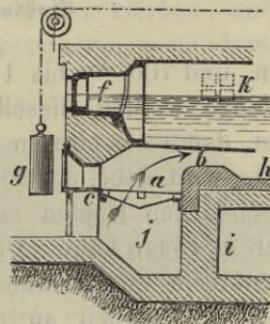
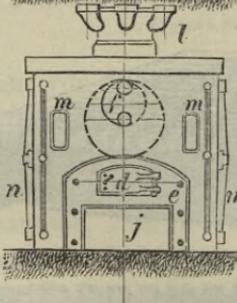


Fig. 111.  
(Ansicht.)



- |                        |                        |
|------------------------|------------------------|
| a Planrost.            | i gewöhnliches Ziegel- |
| b Feuerbrücke.         | mauerwerk.             |
| c Herdplatte.          | j Aschenfall.          |
| d Heizthüre.           | k Tragpratzen.         |
| e Heizthürrahmen.      | l Dampfdom.            |
| f Wasserstandsvorkopf. | mm Putzöffnungsver-    |
| g Gegengewicht des     | schlüsse.              |
| Rauchschiebers.        | nn Armirungsschienen.  |
| h feuerfestes Mauer-   | FF Feuerlinie.         |
| werk.                  |                        |

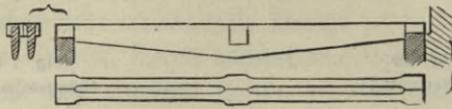
Planrost, angewendet bei einem einfachen cylindrischen Kessel.

den Luftzutritt durch den Rost vorhandenen freien Durchzugsöffnungen, d. i. *die freie Rostfläche* zu vergrößern ohne zu große Spaltweiten zu ergeben, andererseits aber einen besser vertheilten Luftzutritt zu erzielen und führen dann verschiedene Bezeichnungen gewöhnlich aber die allgemeine Bezeichnung *Patentroststäbe*. Zu letzteren gehören die *gewöhnlichen Patentroststäbe*, welche in, Fig. 113, Text, nebeneinander gelegt und durch einen einzelnen Stab dargestellt sind; die *Polygonroste*, deren Form aus Fig. 114, Text,

zu ersehen ist, und die *Ludwig'schen Hartguss-Planroststäbe*, welche in den Fig. 115 und 116, Text, abgebildet sind.

Die gewöhnlichen Roststäbe sind entsprechend kräftig, oben 12 bis 17 mm dick, ersteres für Steinkohle, letzteres für Braunkohle

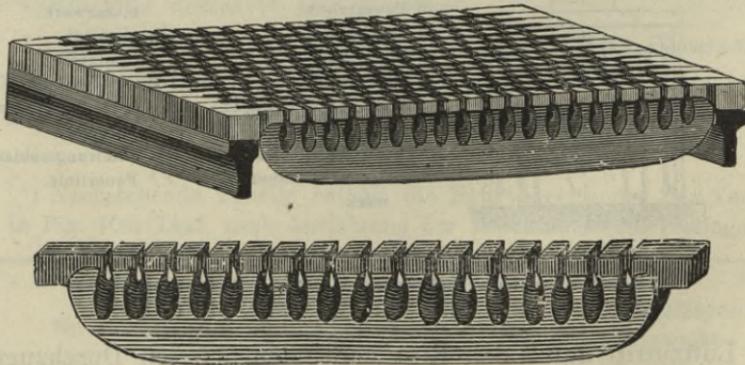
Fig. 112.



Gewöhnliche Roststäbe.

in Klötzen, und 700 mm bis 1 m lang. Bei einer 1 m übersteigenden Rostlänge werden dieselben in zwei Reihen hintereinander angeordnet, damit sie einzeln nicht zu lang und zu dick ausfallen; zweckmäßig wird dabei der mittlere Rostträger so ausgeführt, dass auch zwischen den Köpfen zweier aufeinanderfolgender Roststabreihen Luft eintreten kann. Die Roststäbe werden entweder an den Enden senkrecht zur oberen Fläche begrenzt, wie in Fig. 112, Text, oder sie werden an den Enden unten (oder oben) abge-

Fig. 113.



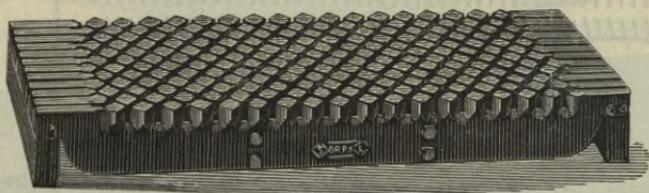
Sparroste von Goetjes &amp; Schulze in Bautzen (Sachsen).

schrägt, wie in Fig. 117 und 118, Text, um durch die Asche nicht an ihrer Ausdehnung behindert zu sein. Mit Rücksicht auf die Längenausdehnung müssen dieselben mit entsprechend großem Zwischenraum in die Rostträger eingelegt werden.

Die *Patentroststäbe* (Fig. 113, Text, Sparroste von Goetjes &

Schultze in Bautzen) entsprechen der Hauptbedingung, wonach der Rost eine möglichst ökonomische Ausnützung des Brennmaterials ermöglichen und dabei durch die Hitze nicht zu sehr leiden und nicht verbrennen soll, indem selbe reichlichen und gut vertheilten Luftzutritt durch den Rost gestatten, wodurch nicht nur die Verbrennung gefördert, sondern auch dem Verziehen und Verbrennen der Roststäbe vorgebeugt wird. Die Form derselben ermöglicht es, unter Einhaltung entsprechend großer freier Rostfläche, die einzelnen Zwischenräume so eng zu machen, dass nur wenig unverbrannte Kohlenstückchen durchfallen können, und die seitlich und nach unten erweiterten Rostspalten verhindern das Fest-

Fig. 114.

**Polygon-Rost.**

(Patent Sellwig &amp; Lange in Braunschweig.)

klemmen von Schlacken und anderen unverbrennlichen Bestandtheilen des Brennmaterials.

Die *Polygonroste* (Fig. 114, Text, Patent Sellwig & Lange in Braunschweig) entsprechen den gleichen Bedingungen, wie die vorgenannten Patentroststäbe, von welchen sie sich durch die Richtung der Rostspalten unterscheiden.

Die *Ludwig'schen Hartguss-Plan-Roststäbe* (Fig. 115 und 116, Text, R. Ludwig's Patent) bestehen aus 10<sup>mm</sup> starken Stegen, an welchen beiderseits unter einem Winkel von 78<sup>0</sup> zur oberen Roststablfläche geneigt und 6<sup>mm</sup> von einander entfernt, schwache nach unten conische Rippen angegossen sind. In den 60<sup>mm</sup> breiten Köpfen und den Stegen der Roststäbe sind Aussparungen angebracht, welche der abkühlenden Luft den Durchzug gestatten. Die seitlichen Rippen sind schief gestellt, um die Luft in der Richtung gegen die Feuerbrücke ansteigend durch die Rostspalten hindurch zu leiten.

Die aneinander stoßenden Stäbe berühren sich an den in

Fig. 115, Text, mit *a* bezeichneten Stellen, um ein seitliches Verbiegen zu verhindern, und es bleiben hierdurch 6 mm weite Spalten zwischen je zwei Stäben, so dass die freie Rostfläche 42 bis 50 % der totalen Rostfläche beträgt. Die Anwendung des Hartgusses ergibt dichtere feuerbeständigere Roststäbe als gewöhnliches

Fig. 115,

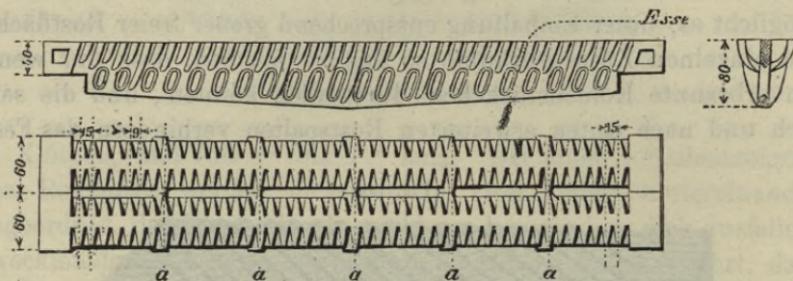
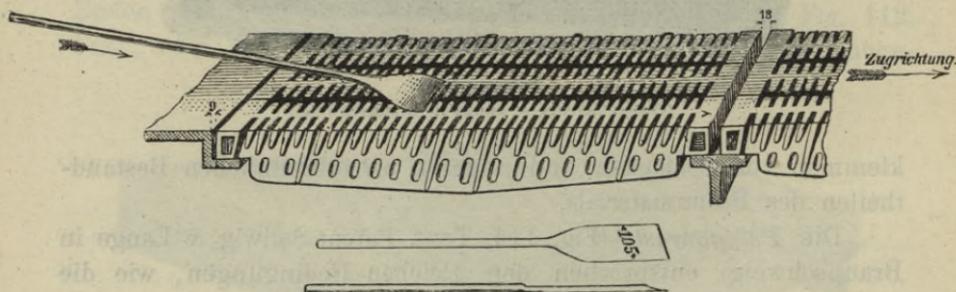


Fig. 116.



Hartguss-Plan-Roststäbe (R. Ludwig's Patent) von O. L. Kummer & Co in Dresden.

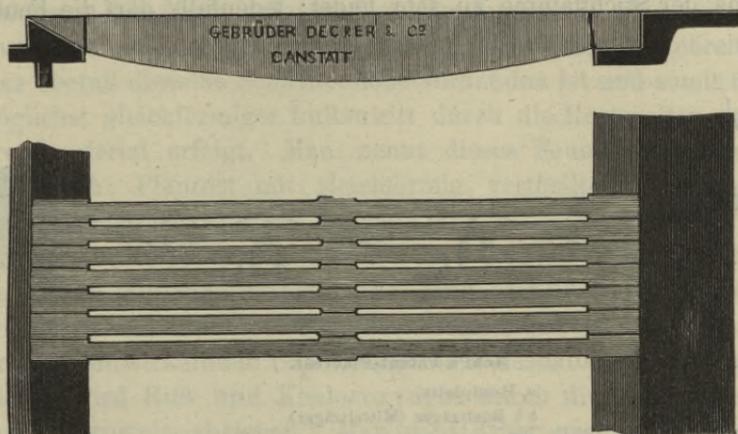
Gusseisen. Für die Längenausdehnung genügt es, wenn zwischen den Köpfen jederseits 9 mm und zwischen zwei Köpfen 18 mm Spielraum vorhanden ist, wie in Fig. 116, Text, cotirt. Die sich bildende Schlacke wird mittels eines Schabers abgehoben, wie in Fig. 116, Text, gezeichnet.

Häufig wird der Planrost aus mehreren Reihen kurzer, dünner Roststäbe von 273 bis 323 mm Länge, 6 mm oberer und 4 mm unterer Stegdicke und 76 mm Höhe gebildet, welche auf A förmigen gusseisernen oder aus Flacheisen hergestellten an der Aufagstelle der Roststäbe nur 6 mm dicken Rostträgern hintereinander eingelegt sind, wie in Fig. 118, Text, gezeichnet (Mehl's Patent-Roste),

um namentlich Kleinkohle mit kräftiger Luftzuführung und geringer Weite der Spalten zwischen den einzelnen Stäben verbrennen zu können, während sich die Roststäbe ungehindert ausdehnen können.

Die *Spaltenweite* richtet sich im Allgemeinen nach der Art des Feuerungsmaterials und nach der Dicke der Roststäbe. Mit Rücksicht auf die Spaltenweite sind dünnere Roststäbe bei der Steinkohlenfeuerung vorzuziehen, da sie bessere Luftvertheilung bei geringer Spaltenweite zulassen.

Fig. 117.



Roststäbe mit schräger Auflage am Rostträger.

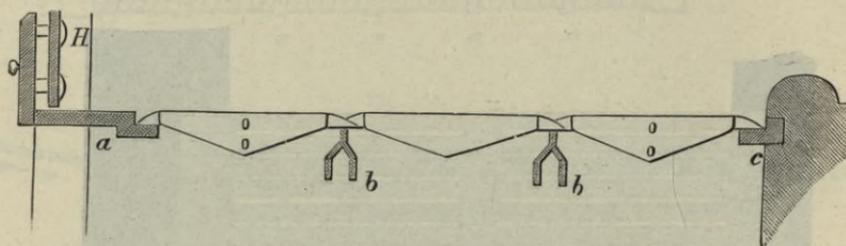
Die *freie Rostfläche*, d. i. der auf die Rostspalten entfallende Theil der totalen Rostfläche, beträgt für *Steinkohle*  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{3}$  und bei *Kleinkohle* bis zu  $\frac{1}{2}$  der totalen Rostfläche (42 bis 50 %) und die Spaltenweite wird hierbei zur Verhütung des Durchfallens der Kohlenstückchen nicht über 6 mm; für *Torf* kann die freie Rostfläche  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{5}$  der totalen betragen und kommen hierbei breite Spalten und dicke Stäbe zur Anwendung; für *erdige staubige Braunkohle*, nicht zu Klötzen geformt, beträgt die Spaltenweite 4 mm und die Stabdicke 13 mm, endlich für *Braunkohle in Klötzen* die Spaltenweite 8 mm und die Stabdicke 17 mm.

Nach H. v. Reiche ist in jedem Falle die freie Rostfläche so groß als möglich zu nehmen.

Die *Höhe von der Rostfläche bis zur Kesselwandung* soll, damit sich die Flamme im Feuerraum genügend entwickeln kann, für gewöhnliche Steinkohlenfeuerung 400 bis 500 bis 600 mm betragen, letzteres insbesondere in der Nähe der Feuerbrücke, um das Kesselblech besser gegen die Stichflamme zu schützen; dieselbe ist für Koks entsprechend der Schichtenhöhe des Brennmaterials etwas größer und für Braunkohle etwas kleiner.

Die *Höhe von der Feuerbrücke bis zur Kesselwandung* soll für gewöhnliche Steinkohlenfeuerung 200 bis 250 bis 300 mm betragen und vom Roste hinauf schwach schief ansteigen und oben abgerundet anlaufen, damit das Kesselblech nicht unter der Einwirkung der Stichflamme zu sehr leidet; jedenfalls darf die Feuer-

Fig. 118.



**Mehl's Patent-Planrost.**

- a Herdplatte.
- b b Rossträger (Mittelträger).
- c Rossträger bei der Feuerbrücke.
- H Heizthüre.

brücke aus letzterem Grunde nicht zu hoch gelegt werden, weil sich sonst alsbald die schädigende Einwirkung der Stichflamme auf das Kesselblech in der Nähe der Feuerbrücke zu erkennen gibt. Die Sohle des an die Feuerbrücke anschließenden ersten Feuerzuges liegt 120 bis 150 bis 200 mm tiefer als die Feuerbrücke und soll die Anordnung im Allgemeinen so getroffen sein, dass der Zugquerschnitt über die Feuerbrücke mindestens 0,6 von der freien Rostfläche beträgt.

Mit Rücksicht auf die Bedienung des Rostes beträgt die Höhe der Heizthüröffnung je nach der Größe des Rostes 270 bis 370 mm, die Höhe der Herdplatte über dem Fußboden beim Heizerstande 600 bis 750 mm, die Tiefe des Aschenfalles unter dem Roste 800

bis 1200 mm, die lichte Weite einflügeliger Heizthüren 320 bis 400 mm und jene zweiflügeliger Heizthüren, welche bei breiteren Rosten vorkommen 450 bis 600 mm.

Zum Schutze gegen die strahlende Wärme des Feuerraumes wird die Heizthüre an der Innenseite mit einem, mittels Stehbolzen damit verbundenen Schutzblech von 12 bis 13 mm Dicke versehen, und damit sie durch ihr eigenes Gewicht schließt, wird ihre Drehungsachse und die Anschlagfläche am Heizthürrahmen gegen die Verticale etwas geneigt, so dass sie in der Höhe der Herdplatte etwas vorsteht.

Beim *Planrost mit ganzer Beschickung* wird bei jeder Beschickung das frisch aufgeworfene Brennmaterial über die ganze Rostfläche auf der glühenden Kohle gleichförmig ausgebreitet, so dass überall dieselbe Schichtenhöhe vorhanden ist und somit überall möglichst gleichförmiger Luftzutritt durch die Rostspalten zu dem Brennmaterial erfolgt. Man nennt dieses Feuerungssystem deshalb auch: *Planrost mit gleichförmig vertheiltem Brennmaterial* oder mit *Beschickung auf ganzem Rost*.

Die zur Verbrennung erforderliche kalte Luft strömt zuerst durch die untere glühende Schichte und dann erst durch die obere frisch aufgeworfene kältere Schichte des Brennmaterials. Die in letzterer sich entwickelnden Gase verbrennen deshalb nicht vollkommen und es wird Ruß und Kohlenoxydgas durch die Feuerzüge nach dem Schornstein abziehen. Man wird daher nach jeder neuen Beschickung starken Rauch bemerken, dann wird das für das Auge nicht erkenntliche, aber weit mehr Wärmeverluste ergebende Kohlenoxydgas noch lange nachziehen, bis auch die obere Kohlenschichte zum Glühen kommt. Die Verbrennung ist sonach eine recht unvollkommene und die Feuerungsmethode somit unökonomisch.

2. *Der Planrost mit halber Beschickung.* Bei diesem Feuerungssystem ist genau derselbe Rost vorhanden, wie im vorhergehenden Falle (Fig. 109 bis 111, Text), aber das abgebrannte noch glühende Brennmaterial wird bei jedesmaliger Beschickung von oben weg gegen die Feuerbrücke geschoben und das frische kalte Brennmaterial auf die der Feuerthüre näher liegende Rosthälfte aufgeworfen und so gleichmäßig vertheilt, dass die Schichtenhöhe über der ganzen Rostfläche die gleiche ist. Die noch

nicht zur Entzündungstemperatur erhitzten sauerstoffärmeren Gase, welche der frisch aufgeworfenen Kohle entsteigen, ziehen durch die heißen sauerstoffreicheren Gase der dahinter liegenden glühenden Schichte hindurch, mischen sich mit diesen innig und es entsteht sonach eine ziemlich vollkommene Verbrennung. Es ergibt sich hieraus, dass dieses Feuerungssystem, welches sich nur durch die dabei angewendete Feuerungsmethode von dem vorhergehenden unterscheidet, ökonomisch besser und daher ersterem vorzuziehen ist. Es kann wohl manchmal vorkommen, dass man rasches Feuer braucht, um den Dampf im Kessel bei der vorgeschriebenen Dampfspannung zu erhalten und deshalb das frische Brennmaterial gegen die Feuerbrücke zu werfen muss, wo es rascher zur Entzündung gelangt; diese Feuerungsmethode soll aber auch auf solche Ausnahmefälle starken Dampfverbrauches beschränkt bleiben, in welchen die Anforderungen hinsichtlich der Oekonomie des Brennmaterialverbrauches in den Hintergrund treten.\*)

3. *Der zweitheilige Planrost oder Fairbairn'sche Rost.* Derselbe ist in Fig. 119 und 120, Text, im Längsschnitt und Querschnitt dargestellt und Fig. 121, Text, zeigt die Ansicht des Heizthürrahmens mit den beiden Heizthüren und die Aschenfallöffnung mit dem angrenzenden Theile des Kesselmauerwerkes. Es ist ein Planrost, welcher durch eine Zwischenwand der Länge nach in Kammern getheilt ist, deren jede eine besondere Heizthüre besitzt.

Die Beschickung der beiden Rosthälften erfolgt mit gleichförmig vertheiltem Brennmaterial abwechselnd derart, dass auf der linksseitigen Hälfte frisches Brennmaterial aufgeworfen wird, wenn auf der rechtsseitigen Hälfte die ganze Schichte des Brennmaterials eben in Gluth sich befindet und umgekehrt.

Die von der frisch beschickten Rosthälfte aufsteigenden noch nicht bis zur Entzündungstemperatur erhitzten sauerstoffärmeren Gase mischen sich hinter der Zwischenwand mit den glühenden sauerstoffreicheren Gasen der zweiten Rosthälfte und es ergibt sich

---

\*) Es ergibt sich aus dem Vergleiche der beiden genannten Feuerungsmethoden am Planrost ganz deutlich, wie man auf einem und demselben Roste in ökonomischer Hinsicht sowohl schlechte als auch gute Resultate erzielen kann, und wie man durch forcirten Betrieb in Folge einer zu kleinen Kesselanlage gezwungen wird Rücksichten auf die ökonomische Ausnützung des Brennmaterials außer Acht zu lassen.

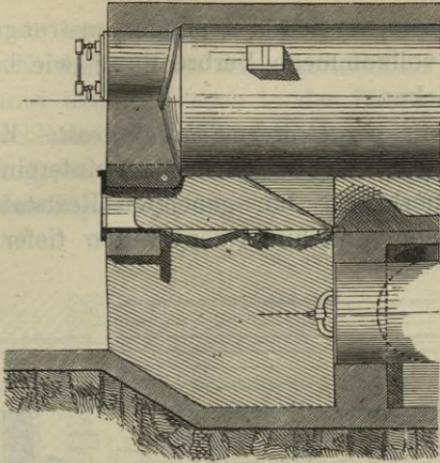


Fig. 119.  
Längsschnitt.

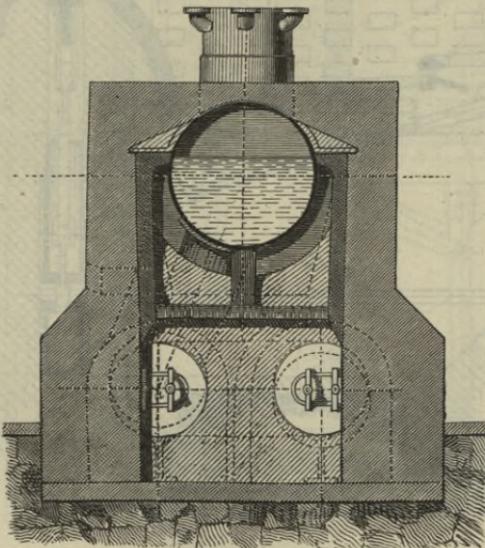


Fig. 120.  
Querschnitt.

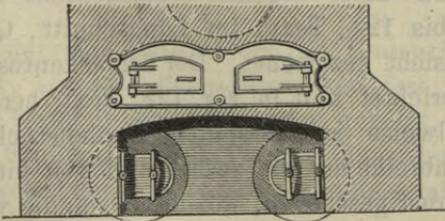


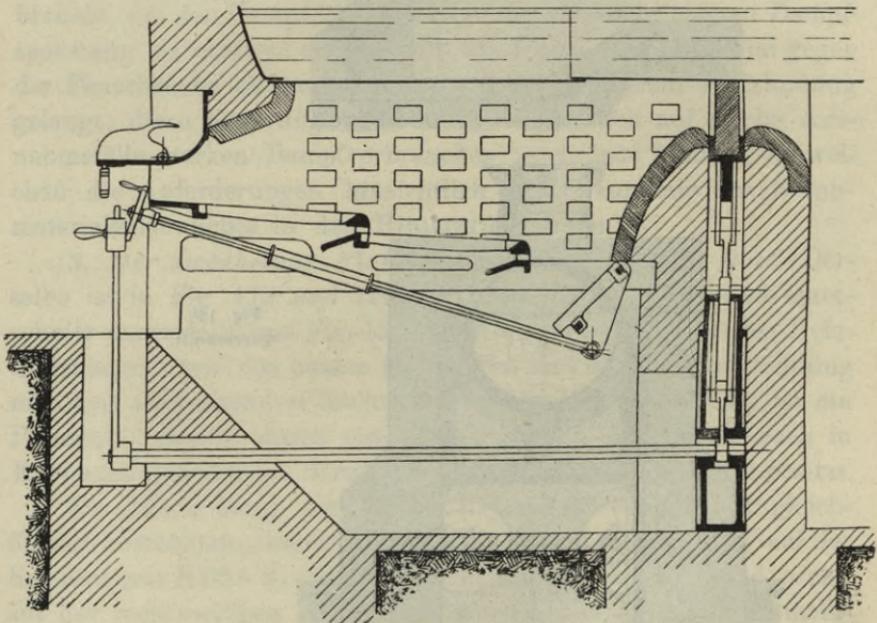
Fig. 121.  
Ansicht.

Zweithelliger Planrost, angewendet bei einem Bouilleur-Kessel nach Ausführung von  
C. Sulzberger & Co. in Flöha bei Chemnitz.

somit bei diesem Feuerungssystem bei minder anstrengender Bedienung wohl ebenso vollkommene Verbrennung wie beim Planrost mit halber Beschickung.

4. *Der Planrost mit vorgelegtem Schlackenrost.* Ein solcher zweitheiliger Planrost, bei welchem die beiden hintereinander liegenden gegen die Feuerbrücke hin geneigten Roststabreihen in verschiedener Höhe liegen, und hinter der zweiten tiefer liegenden

Fig. 122.



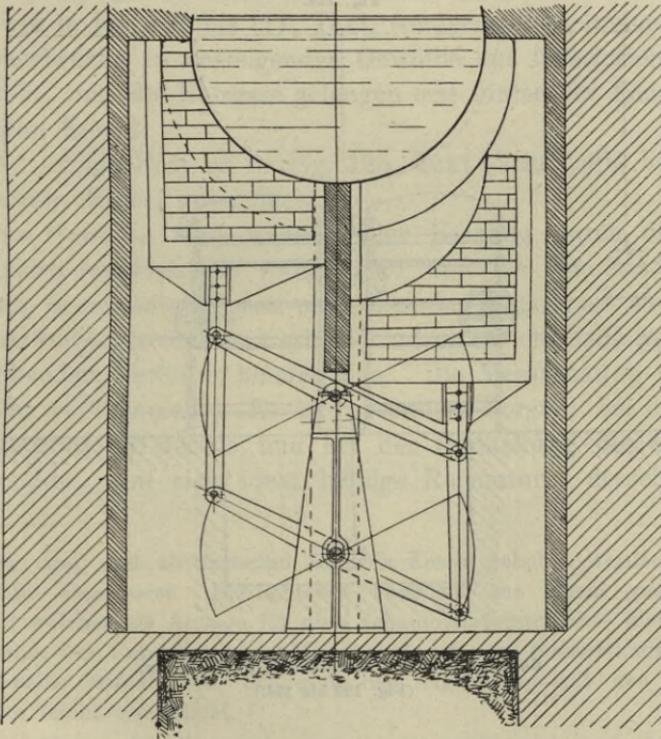
Planrost mit vorgelegtem Schlackenrost.  
(Mit combinirter Gasfeuerung Patent Bolzano.)

Roststabreihe der noch tiefer liegende Schlackenrost angebracht ist, ist in Fig. 122 bis 124, Text, im Längsschnitt, Querschnitt und in der Vorderansicht gezeichnet. Der Schlackenrost ist hierbei zum Kippen eingerichtet und in Fig. 122, Text, herabgelassen gezeichnet. Die theilweise ausgebrannten Kohlenstücke werden von der ersten Roststabreihe auf die zweite und von hier auf den vorgelegten Schlackenrost geschoben, wo sie vollständig verbrennen und die übrig bleibende Schlacke sich ansammelt. Zum Entfernen der Schlacke wird der Schlackenrost durch Drehen eines an

der Stirnseite des Kessels beim Heizerstande angebrachten Handrades mit Kurbelgriff um seine horizontale Drehungsachse niedergelassen und eventuell noch in den Rostspalten desselben festgeklemmte Schlacke mit einem Schürmesser entfernt.

Das Aufgeben des Brennmaterials erfolgt beim hier gezeichneten Rost auf einer Kippvorrichtung, welche umgekippt ihren Inhalt auf die

Fig. 123.



Combinirte Gasfeuerung. Patent Bolzano.

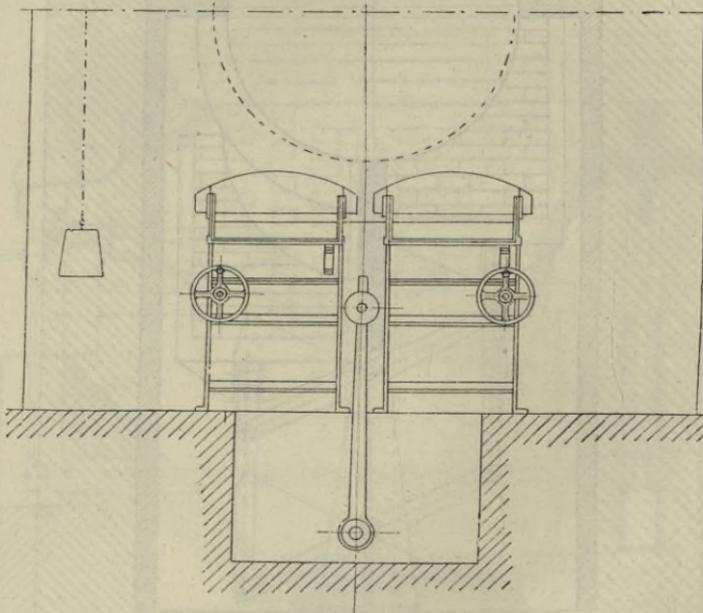
erste Roststabweihe entleert und die Einwurfsöffnung sofort wieder verschließt, so dass beim Beschicken fast gar keine kalte Luft über dem Roste in den Feuerraum gelangt. Das Schüren erfolgt durch die Schürspalten, deren eine unter der Kippvorrichtung, die zweite zwischen der ersten und zweiten Roststabweihe angebracht ist.\*)

\*) Die Fig. 122 bis 124, Text, lassen noch eine besondere neue Einrichtung ersehen, die von ihrem Erfinder *combinirte Gasfeuerung* „Patent

Man erhält demnach mit diesem Feuerungssystem eine rauchlose Verbrennung, welche insbesondere für Städte mit vielen

*Bolzano*“ benannt ist, welche wir zum Erstenmale bei dem von Bolzano, Tedesco & Co. auf der *intern. elektrischen Ausstellung in Wien 1883* in Betrieb gestellten Doppeldampfraum - Kessel sahen. Die Erfinder beschreiben dieselbe wie folgt:

Fig. 124.



**Bolzano-Rost mit combinirter Gasfeuerung.**

(Fig. 122 bis 124.)

„Diese Neuerung bei Feuerungen besteht im Allgemeinen darin, dass man zwei durch eine Wand geschiedene Roste anordnet und in der Scheidewand geeignete Oeffnungen ausspart, welche gestatten, dass die Feuergase von dem einen Rost zum andern streichen, sobald der betreffende Feuer-canal (d. i. die Durchgangsöffnung über die Feuerbrücke) geschlossen wird.

Diese Unterbrechung des Zuges wird nun abwechselnd auf der einen oder anderen Seite bewerkstelligt. Bei der zur Ausstellung gelangten Feuerungsanlage sind die beiden Bolzano-Roste durch eine Mauer aus Chamotte-Steinen, in welchen die entsprechenden Oeffnungen ausgenommen sind, getrennt. Diese Zwischenmauer reicht bis zur Feuerbrücke; letztere ist durch einen der beiden Schieber, welche an einem zweiarmigen Hebel

Fabriksanlagen von Wichtigkeit ist und zugleich eine sehr ökonomische Ausnützung des Brennmaterials.

Der Schlackenrost kann auch durch gegitterte Rostplatten gebildet sein, welche zum Abschlacken mittels Haken zurückgezogen werden können.

5. *Der Planrost mit Vorfeuerung.* Bei diesem Feuerungssystem kommt wieder ein gewöhnlicher Planrost zur Anwendung. Derselbe liegt jedoch nicht unmittelbar unter dem Dampfkessel selbst wie in Fig. 109 bis 111, Text, sondern er ist mit einem gegen die Feuerbrücke zu ansteigenden Gewölbe aus feuerfesten Ziegeln überwölbt, und die Heizgase gelangen erst hinter der Feuerbrücke unter den Kessel.

Ein solcher Rost ist in Fig. 125, Text (Seite 240), bei einem combinirten Kessel gezeichnet.

Das Gewölbe wird während der Heizung durch die daran hinstreichenden Heizgase rothglühend und die vom frisch aufgeworfenen Brennmaterial sich entwickelnden Rauchgase werden bis zur Entzündungstemperatur erhitzt, indem sie ebenfalls an diesem rothglühenden Gewölbe hinstreichen. Die Verbrennung ist somit eine sehr vollkommene. Es ist besondere Sorgfalt bei der Wahl des feuerfesten Materials und bei der Herstellung des Gewölbes anzuwenden, weil sich sonst häufige Reparaturen desselben her-

---

befestigt sind und abwechselnd bis zum Kessel gehoben werden können, zur Hälfte abgesperrt. Die Schieber bestehen aus einem gusseisernen Rahmen, welcher als Auflage für eine Schamottesteinschichte dient.

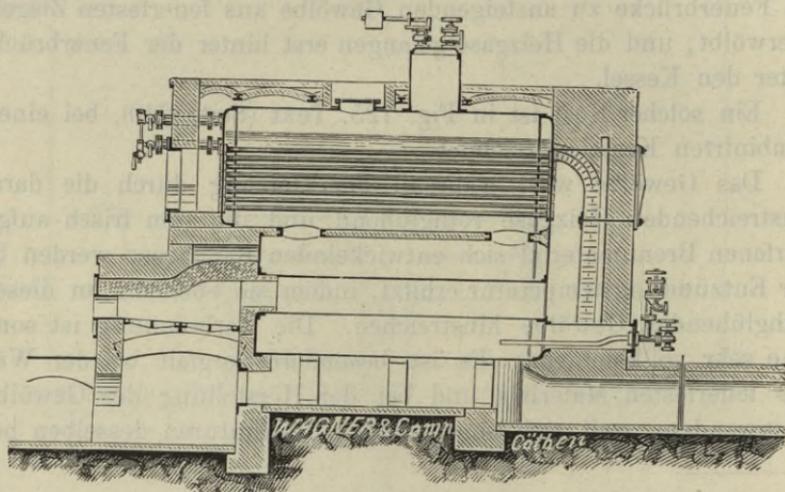
Durch das Umstellen eines Handhebels ist vom Heizerstande aus das wechselweise Oeffnen oder Schließen der Zuführung mit den beregten Schiebern leicht ermöglicht.

Es soll nun die Flamme der auf dem einen Roste in lebhaftester Verbrennung befindlichen Kohlen durch die Oeffnungen der Trennungsmauer über den anderen, frisch beschickten Rost streichen, um dort die sich bildenden Feuergase zu entzünden; zu diesem Zwecke wird der Schieber auf der Seite des erstgenannten Röstes geschlossen und jener hinter dem frisch beschickten geöffnet, auf letzteren wird das Feuerungsmaterial in Eingangs erwähneter Weise successive vollständig ausgebrannt, während welcher Zeit wieder auf dem anderen Roste in angeführter Weise Kohle aufgegeben wird, wobei sich die Manipulation mit den Schiebern in umgekehrter Ordnung wiederholt, so dass die Feuergase der neu aufgeschütteten Kohle wieder von der Flamme des Nebenrostes entzündet werden.“

ausstellen, welche leider als ein Uebelstand dieses Feuerungs-systemes angeführt werden müssen, welches übrigens auch mehr Raum beansprucht als die zum Unterschiede dagegen sogenannte Unterfeuerung.

6. *Der Zeh'sche bewegliche Rost.* Derselbe ist in Fig. 126 bis 128, Text, dargestellt und besteht aus einem gegen die Feuerbrücke ziemlich stark geneigten Planrost mit vorgelegtem Schlacken-

Fig. 125.



Planrost mit Vorfeuerung, angewendet bei einem combinirten Kessel nach Ausführung von Wagner & Comp. in Cöthen.

rost. Die geneigten Roststäbe sind zum Schütteln eingerichtet und erfolgt ihre Bewegung selbstthätig durch ein Excenter von der continuirlich rotirenden Excenterwelle, welche oben quer über den Kessel hingeführt ist, wie in Fig. 126 und 127, Text, zu ersehen.

Der Heizer füllt das Brennmaterial in den über die ganze Rostbreite reichenden Fülltrichter, von wo dasselbe in Folge der Bewegung der Roststäbe selbstthätig und gleichförmig vertheilt, in den Feuerraum gegen die Feuerbrücke zu vorrückt und endlich auf den Schlackenrost gelangt. Letzterer ist zum Abschlacken um eine horizontale Achse zum Kippen eingerichtet, wie in Fig. 126, Text, zu ersehen.

Fig. 126.  
Längsschnitt.

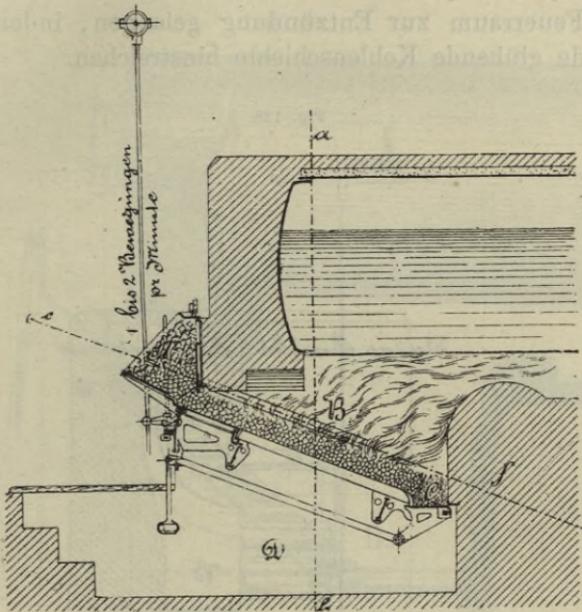
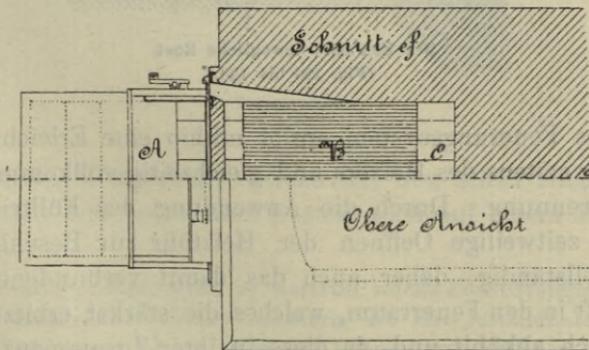


Fig. 127.



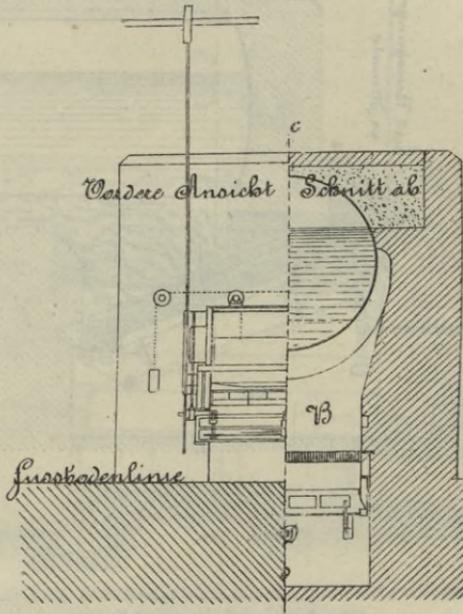
Der Zeh'sche bewegliche Rost nach Ausführung von G. Sigl, Maschinenfabrik  
in Wien.

A Kohlenbehälter. B Verbrennungsraum. C Schlackenraum. D Aschenfall.

(Fig. 126 bis 128.)

Im Füllraume und dann auf dem oberen Theile des Rostes wird die Kohle für die Verbrennung vorbereitet. Nach und nach kommt sie in Brand, es entwickeln sich die brennbaren Gase, die noch im Feuerraum zur Entzündung gelangen, indem sie über die folgende glühende Kohlschichte hinstreichen.

Fig. 128.



Der Zeh'sche bewegliche Rost.

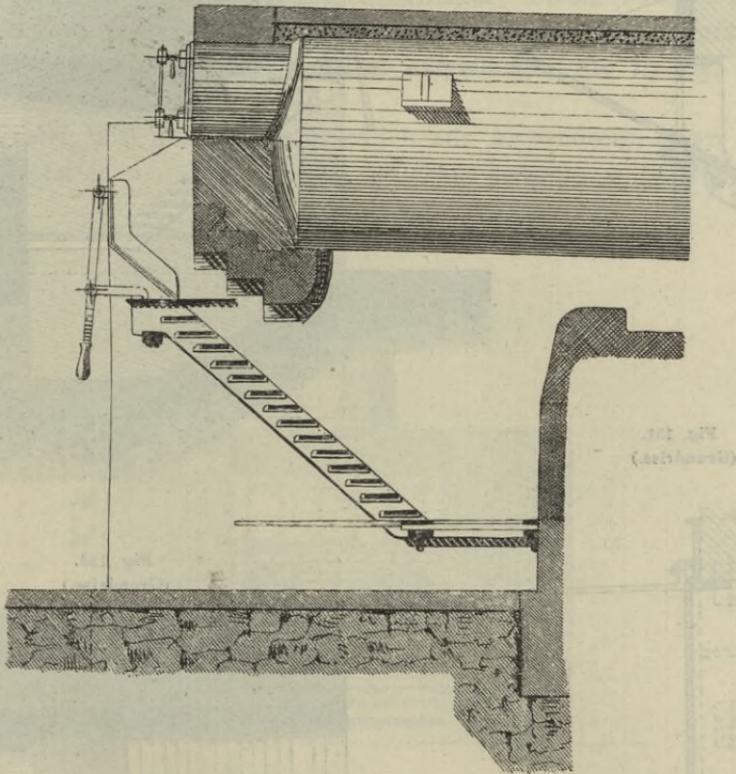
(Fig. 126 bis 128.)

Dieses Feuerungssystem ergibt mithin eine Erleichterung der Bedienung seitens des Heizers und gleichzeitig vollkommene rauchlose Verbrennung. Durch die Anwendung des Fülltrichters entfällt das zeitweilige Oeffnen der Heiztür zur Beschickung des Rostes vollständig, daher auch das damit verbundene Eintreten kalter Luft in den Feuerraum, welches die stärkst erhitzten Kesselbleche rasch abkühlt und, da diese in ihrer Zusammenziehung behindert sind, zu Nietlochrissen etc. Anlass gibt.\*)

\*) Es gibt noch viele Systeme sogenannter *mechanischer Roste* und zugehöriger Feuerungen, bei welchen die Vertheilung des Brennmaterials am

7. *Der Treppenrost.* Derselbe ist in Fig. 129, Text, im Längsschnitt gezeichnet. Er besteht aus treppenförmig überein-

Fig. 129.



Treppenrost.

ander gelegten Rostplatten, welche auf den schief eingemauerten Seitenträgern, und bei breiten Rosten auch auf einem Mittelträger

Rost selbstthätig erfolgt, allein so wertvoll solche Einrichtungen im ersten Augenblick erscheinen, ebenso schwierig ist ihre Instandhaltung in der Praxis und hat sich wohl aus letzterem Grunde nur der oben besprochene Zeh'sche Rost, ausgeführt von der Maschinenfabrik von G. Sigl in Wien und der für stark aschenhaltiges Brennmaterial mit Schüttelvorrichtung durch einen Handhebel ausgeführte Bolzanorost von Bolzano, Tedesco & Co. in Schlan in der Praxis dauernder Anwendung zu erfreuen.

Fig. 130.  
(Verticallschnitt.)

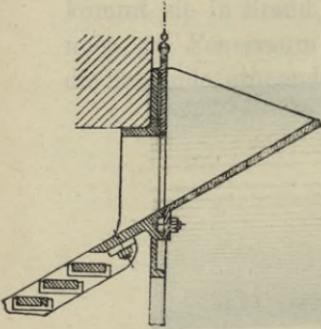


Fig. 132.  
(Verticallschnitt.)

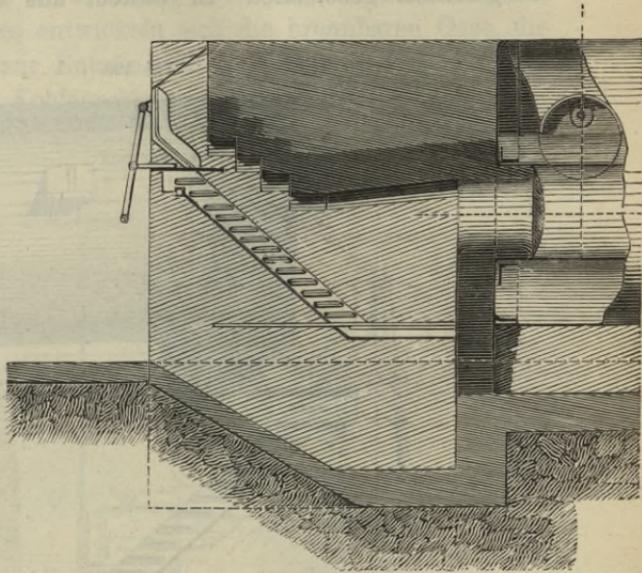


Fig. 131.  
(Grundriss.)

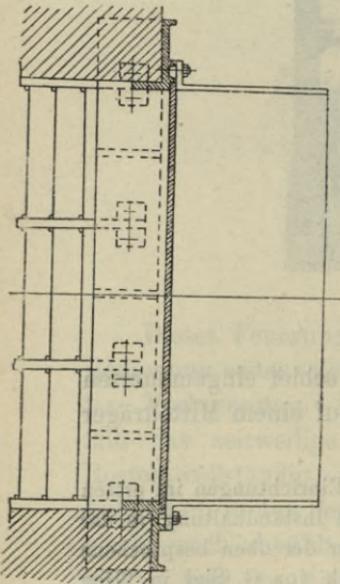
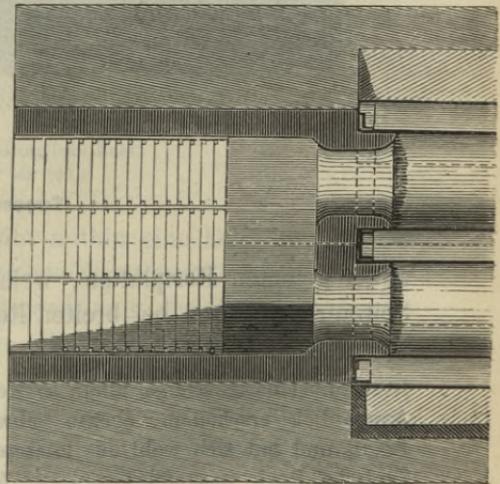


Fig. 133.  
(Grundriss.)



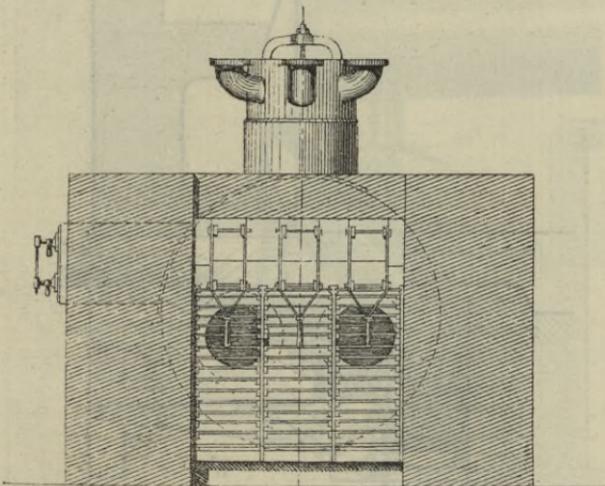
Treppenrost mit verticalem Schieber.  
(Fig. 130 und 131.)

Treppenrost mit Vorfeuerung.  
(Fig. 132 und 133.)

(Seitenschilde, Mittelschild) ruhen. An dieselben schließt sich unten, an der Seite der Feuerbrücke, ein aus gegitterten ausziehbaren Rostplatten gebildeter Schlackenrost, und vorn oben der durch einen Schieber geschlossene Einwurfstrichter. Dieser Schieber liegt entweder horizontal wie in Fig. 129, Text, oder er ist (mittels Ketten und Gegengewicht) vertical aufgehängt, wie in Fig. 130 und 131, Text.

Dieser Rost kommt hauptsächlich zur Anwendung, wenn das Brennmaterial aus sehr kleinen Stücken besteht, so z. B. bei

Fig 134.



Treppenrost.

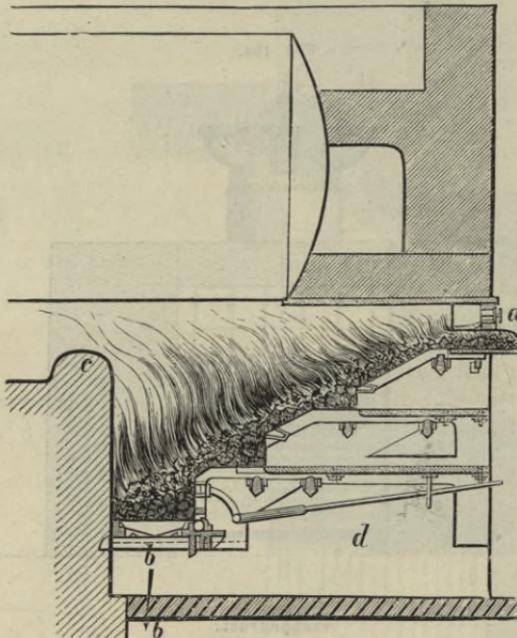
Kohlengries, Staubkohle, Torf und Torfklein, Sägespänen und Lohabfällen, weil die Rostplatten kein Material unverbrannt unter den Rost fallen lassen. Die zur Verbrennung erforderliche Luft gelangt zwischen den Rostplatten und durch die Spalten des Schlackenrostes in den Feuerraum.

Die hierbei erzielte Verbrennung ist ziemlich vollkommen.

Solche Roste kommen namentlich in Sägemühlen, Parkettenfabriken und Gerbereien zur Anwendung. Die Entfernung der Asche und Schlacke aus dem Aschenfall erfolgt am besten durch einen Gang unter dem Heizerstande.

8. *Der Treppenrost mit Vorfeuerung.* Derselbe ist in Fig. 132 bis 134, Text, bei einer Feuerung für einen Cornwallkessel mit zwei Flammrohren gezeichnet. Es ist derselbe Rost wie im vorhergehenden Falle, aber mit einem feuerfesten Deckengewölbe versehen und die Heizgase gelangen erst hinter der Feuerbrücke in die beiden Flammrohre des Kessels. Dieses Feuerungssystem vereinigt die Vortheile des Treppenrostes mit jenen des Planrostes [mit Vor-

Fig. 135



Langen'scher Etagenrost.

*a* Beschickungsöffnung. *b* Schlackenrost. *c* Feuerbrücke. *d* Aschenfall.

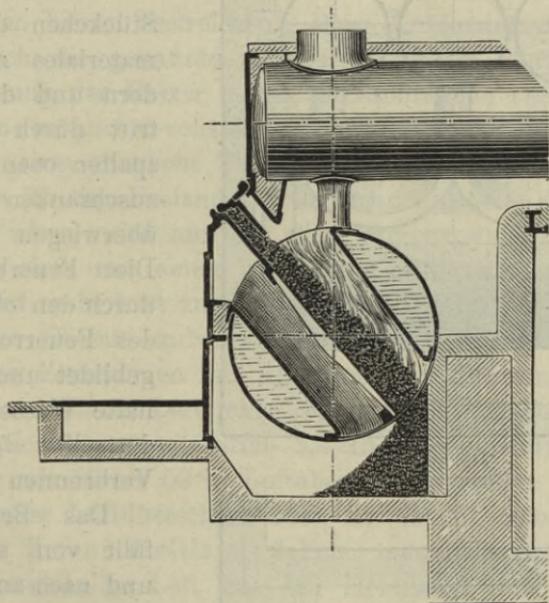
feuerung und ergibt eine sehr vollkommene rauchlose Verbrennung. Aber auch hier ist es wieder das feuerfeste Deckengewölbe, welches bei minder entsprechendem feuerfestem Material häufig zu Reparaturen Anlass gibt und daher der allgemeineren Anwendung dieses sonst vorzüglichen Feuerungssystems im Wege steht.

9. *Der Langen'sche Etagenrost.* Bei demselben sind die Roststäbe in Etagen eingelegt, an welche sich unten ein Schlackenrost anschließt, wie in Fig. 135, Text, zu ersehen. Das durch die

Rostspalten fallende unverbrannte Material fällt auf die Herdplatte der darunter liegenden Etage, um dortselbst oder auf die Roststäbe vorgeschoben, zu verbrennen.

Dieses Feuerungssystem, welches eine fast vollkommene Rauchverbrennung bewirkt, hat sich wenig Eingang verschafft und ist wohl nur mehr geschichtlich interessant.

Fig. 136.  
(Längsschnitt.)



#### Tenbrink-Feuerung

nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, in Cannstatt.

(Fig. 136 bis 138.)

10. *Die Tenbrink-Feuerung.* Dieselbe ist in Fig. 136 bis 138, Text, in der gegenwärtig bereits in ausgedehnter Anwendung stehenden Construction dargestellt. Fig. 3, Taf. XXII, zeigt diese Feuerung mit einem Gang unter dem Heizerstand zur Abfuhr der Asche und Schlacke. Der schief liegende, wieder aus einzelnen Roststäben gebildete Rost ist bei größeren Kesseln gewöhnlich in zwei ebenso schief liegenden Feuerrohren angebracht, welche in einem horizontalen cylindrischen Kessel eingietet sind. Bei

Fig. 137.  
(Querschnitt.)

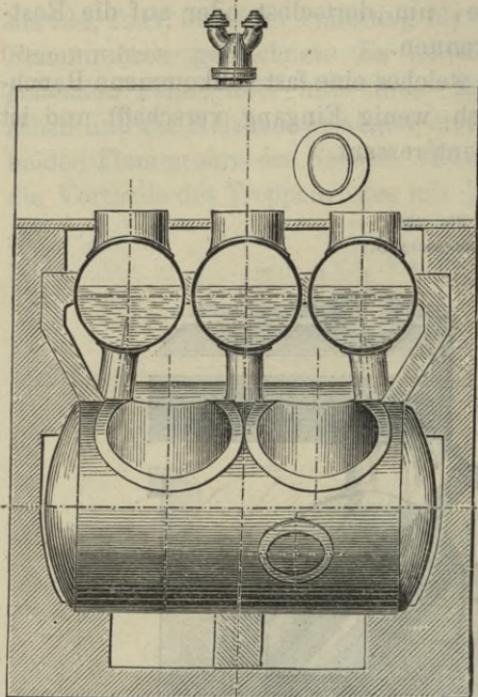
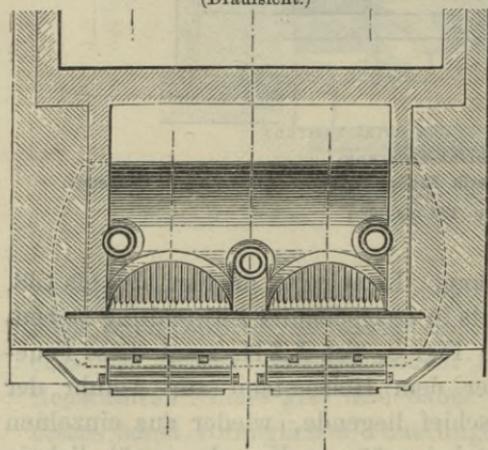


Fig. 138.  
(Draufsicht.)



#### Tenbrink-Feuerung

nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen  
Filiale Cannstatt, in Cannstatt.

(Fig. 136 bis 138.)

kleineren Kesseln ist nur ein solches Feuerrohr vorhanden. Die Roststäbe sind in der oberen Hälfte mit kleinen seitlichen horizontalen Rippen versehen, um das Durchfallen unverbrannter kleiner Stückchen des Brennmaterials zu verhindern und den Luftzutritt durch die Rostspalten oben etwas einzuschränken und unten überwiegen zu lassen. Die Feuerbrücke ist durch den oberen Theil des Feuerrohres selbst gebildet und durch lebhaftere Wassercirculation dortselbst gegen das Verbrennen geschützt.

Das Brennmaterial fällt von selbst nach und nach aus dem Einwurfstrichter auf den Rost und die Schlacke unten herab, sobald der Heizer den bereits dort angesammelten Theil abzieht. Bei normalem Betriebe hat der Heizer für die Beschickung nur den Einwurfstrichter stets gefüllt zu erhalten und vor Verstopfung zu schützen. Die Re-

gulirung des Zuges erfolgt durch den Rauchschieber und die Aschenfallthüre, sowie durch die mittels Stellschrauben stellbare Klappe über dem Einwurfstrichter.

Diese Feuerung ist eine sogenannte *Halbgasfeuerung*, indem der Zutritt der zur Verbrennung erforderlichen Luft nur zum Theil durch die Rostspalten erfolgt und den sich im Feuerraum bildenden noch verbrennlichen Gasen die zur Erzielung vollständiger Verbrennung erforderliche Luft, als sogenannte *Ueberluft*, unmittelbar vor der Feuerbrücke zugeführt wird, ehe die Heizgase den Kessel bestreichen. Diese Zuführung der Ueberluft erfolgt durch die genannte Klappe über dem Einwurfstrichter, deren Oeffnung der Heizer mittels Stellschrauben regulirt.

Um eine möglichst vollständige Verbrennung zu erzielen, und gleichzeitig eine allzuhohe Temperatur im Feuerraum zu vermeiden, welche für den Bestand der Constructionstheile der Feuerung nachtheilig wäre, wird nun bei allen vorgenannten Dampfkesselfeuerungen stets mit einem gewissen Luftüberschuss gearbeitet, d. h. es wird mehr Luft zugeführt als zur Verbrennung nach den Gesetzen der Chemie unbedingt erforderlich, und zwar bei den vorgenannten Feuerungen mit Ausnahme der Tenbrink-Feuerung, die zwei- bis dreifache Luftmenge, bei der Tenbrink-Feuerung hingegen nur die ein und eindrittel- bis ein und einhalbfache, so dass letztere nur mit 30 bis 50 % Luftüberschuss arbeitet.

Ein großer Luftüberschuss aber ist der ökonomischen Ausnützung des Brennmaterials abträglich, indem die im Feuerraum erhitzte überschüssige Luft mit den Heizgasen und ihrer gleich hohen Temperatur in den Schornstein abzieht und somit einen nicht unbedeutenden Wärmeverlust mit sich bringt, und es weist somit die Tenbrink-Feuerung hierin einen bedeutenden Vortheil auf.

Passend angebrachte Schaulöcher lassen den Gang der Feuerung leicht erkennen, und die schief liegenden Roste erleichtern außerordentlich die Reinhaltung der Rostspalten.

Dieses Feuerungssystem, welches bei vollkommen rauchloser Verbrennung möglichst ökonomische Ausnützung des Brennmaterials bei erleichterter Bedienung ergibt, ist eines der besten unserer Zeit.\*)

\*) Von *A. Büttner & Co.* in Uerdingen am Rhein ist neuestens die Tenbrink-Feuerung auch für *dünnwandige Wasserröhrenkessel* zur Anwendung

4. Die Dampfkesselsysteme. Nach der Lage der Feuerung theilt man die Dampfkesselsysteme in zwei große Gruppen und unterscheidet *Dampfkessel mit äußerer Feuerung* und *Dampfkessel mit innerer Feuerung*.

*Die gebräuchlichsten Dampfkesselsysteme mit äußerer Feuerung sind:*

1. *Der einfache cylindrische Kessel.* Derselbe ist in Fig. 139 Text, mit der zugehörigen Einmauerung im Längsschnitt gezeichnet.\*) Der Rost liegt unterhalb des nach hinten ( $\frac{1}{100}$  seiner Länge) geneigten Kessels und die Heizgase bestreichen den Kessel auf ungefähr  $\frac{2}{3}$  seines Umfanges\*\*) in einem einzigen Zuge und fallen rückwärts nach dem Fuchs ab.

Die einzelnen Rohrsätze, aus welchen längere Kessel hergestellt sind, sind conisch derart in einander geschoben, dass die Heizgase nicht an der Stirne des Kesselbleches anstoßen, weil letztere sonst zu sehr leiden würden. Ueber dem Rost wird zweckmäßig eine längere, bis über die Feuerbrücke reichende Blechplatte (Feuerplatte, häufig auch von besserer Qualität als die übrigen Kesselplatten) angewendet, um keine Nietreihe im Feuerraum zu

---

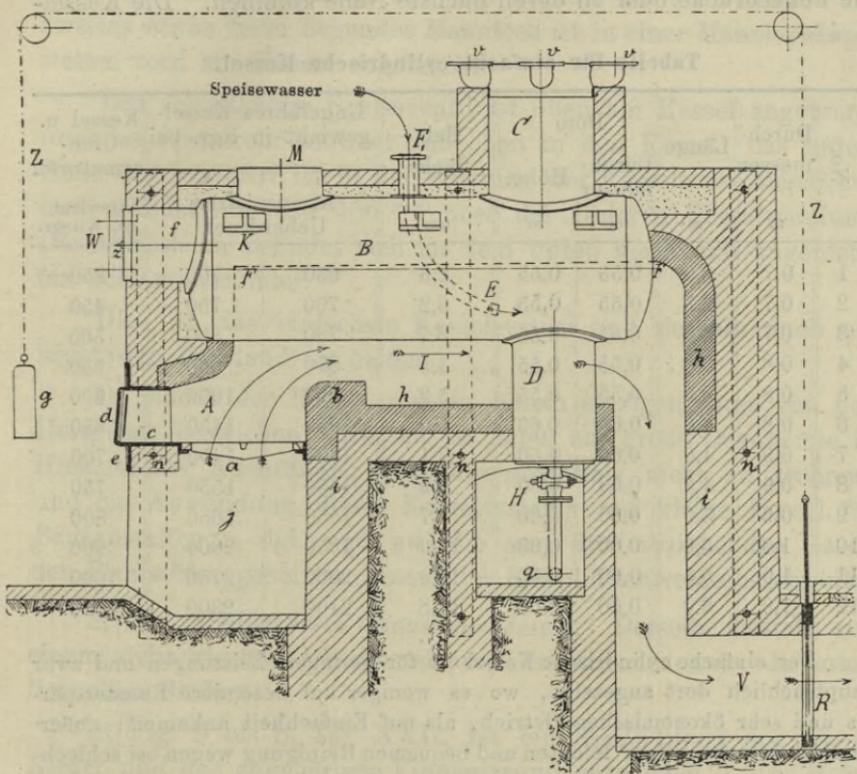
gebracht. Fig. 4, Taf. XXII, lässt die bezügliche Construction erkennen. Die Decke über dem Feuer ist aus dicht übereinander liegenden, gegen den Horizont etwas geneigten schmiedeisernen Wasserrohren gebildet, welche an beiden Enden außerhalb der Kesselmauern mit gusseisernen Circulationsrohren derart verbunden sind, dass in jedem Rohre eine Wassercirculation stattfindet. Die Rohre können von der Seite gereinigt und, wenn nöthig, herausgezogen und durch andere ersetzt werden. Das oberste Rohr wird durch Auflegen von halbrohrförmigen feuerfesten Steinen gegen die Stichflamme geschützt.

Für backende und Schlacken bildende Steinkohlen ist die Einrichtung getroffen, dass der ganze Rost zum Abschlacken mittels Handkurbel-Schnecke und Schneckenrad herabgelassen werden kann, wie in Fig. 4, Taf. XXII, gestrichelt gezeichnet.

Von *H. Reusch*, Oberbergrath a. D. in Stuttgart, wird die *Tenbrink-Feuerung mit Vorfeuerung* ausgeführt. Die Zeichnung und Beschreibung derselben ist in der deutschen Industrie-Zeitung Jahrgang 1884 enthalten.

\*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen einfache cylindrische Kessel von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei in Görlitz gebaut werden.

Fig. 139.



## Einfacher cylindrischer Kessel.

- |  |  |
|--|--|
| <i>A</i> Feuerraum.  | <i>a</i> Planrost.                     |
| <i>B</i> Horizont. cylindrischer Kessel.   | <i>b</i> Feuerbrücke.                  |
| <i>C</i> Dampfsammler oder Dom.  | <i>c</i> Herdplatte.                   |
| <i>vvv</i> Ventilflanschen am Dom.   | <i>d</i> Heizthüre mit Schutzblech.    |
| <i>D</i> Schlamm-sammler.  | <i>e</i> Heizthürrahmen.               |
| <i>E</i> In den Wasserraum hinabreichendes Speisewasser-Einführungrohr.              | <i>f</i> Wasserstands-vorkopf.         |
| <i>FF</i> Feuerlinie.  | <i>h</i> feuerfestes Mauerwerk.        |
| <i>F<sub>1</sub></i> Rohrstutzen zum Aufschrauben des selbstthätigen Speisewentiles. | <i>i</i> gewöhnliches Ziegelmauerwerk. |
| <i>H</i> Schlammhahn.  | <i>j</i> Aschenfall.                   |
| <i>K</i> Tragpratzen.  | <i>I</i> Erster Feuerzug.              |
| <i>M</i> Mannloch-kappe.   | <i>V</i> Fuchs.                        |
| <i>W</i> Wasserstandsglas.   | <i>R</i> Rauchschieber.                |
| <i>z</i> Zeiger zum Wasserstandsglas.  | <i>ZZ</i> Zugkette zum Rauchschieber.  |
|  | <i>g</i> Gegengewicht dazu.            |
|  | <i>nnn</i> Armirungsschienen.          |
|  | <i>q</i> Schlamm-Abflusscanal.         |

erhalten. Zumindest darf aber eine Nietreihe im Feuerraum nicht über die Feuerbrücke oder in deren nächste Nähe kommen. Die Kessel-

Tabelle für einfache cylindrische Kessel.

Laufende No.	Durch- messer m	Länge m	Dom		Heiz- fläche qm	Ungefähres Kessel- gewicht in Kgr. bei		Kessel u. Ofen- armaturen Gewicht ca. Kilogr.
			Durch- messer m	Höhe. m		5	6	
						Atmosphären Ueberdruck		
1	0,7	2,0	0,55	0,55	2,6	650	700	350
2	0,7	2,5	0,55	0,55	3,2	700	750	450
3	0,7	3,0	0,55	0,55	3,7	780	850	500
4	0,8	3,0	0,55	0,55	4,5	870	960	550
5	0,8	3,5	0,55	0,55	5,2	950	1050	600
6	0,8	4,0	0,60	0,60	6,0	1050	1150	650
7	0,9	4,0	0,60	0,60	7,1	1300	1450	700
8	0,9	4,5	0,60	0,60	7,9	1450	1550	750
9	0,9	5,0	0,60	0,60	8,7	1550	1650	800
10	1,0	5,0	0,60	0,60	10,0	1850	2000	900
11	1,0	5,5	0,60	0,60	10,9	2000	2150	1000
12	1,0	6,0	0,60	0,60	11,8	2100	2300	1050

Der einfache cylindrische Kessel ist für geringere Leistungen und zwar hauptsächlich dort angezeigt, wo es weniger auf besondere Raumersparnis und sehr ökonomischen Betrieb, als auf Einfachheit ankommt; außerdem ist er auch seiner leichten und bequemen Reinigung wegen bei schlechtem Speisewasser anwendbar.

\*\*) Um bei veränderlicher Dampfantnahme und normaler Feuerung eine nicht zu sehr schwankende Dampfspannung im Kessel zu erhalten, ist ein entsprechend großer *Wasserraum* im Dampfkessel erforderlich, welcher eine entsprechend große Wärmemenge aufgespeichert enthält, die bei vermehrter Dampfantnahme auch vermehrte Dampfbildung bewirkt. Der *Dampfraum* aber dient als Dampferservoir um augenblickliche kleine Schwankungen der Dampfspannung nicht so sehr fühlbar zu machen. Deshalb sind Dampfkessel mit kleinem Wasserraum und kleinem Dampfraum nur für sehr gleichförmige Dampfantnahme besonders geeignet.

Da nun bei bestimmter Heizfläche und bestimmtem Kesselsystem auch schon der Dampfraum und der Wasserraum bestimmte Größen erhalten, so berechnet man diese letzteren gewöhnlich nicht besonders, sondern man berechnet nur die Größe der Heizfläche nach der pro Stunde zu erzeugenden Dampfmenge und bestimmt die Dimensionen des Kessels, dem gewählten Kesselsystem entsprechend, mit proportionirtem Dampfraum.

böden sind gewölbt. Oben am Kessel befindet sich rückwärts der Dom mit einem Mannloch und den Stützen für die Ventile. Ein zweites etwas tiefer liegendes Mannloch ist in einer Mannlochkappe weiter vorn am Kessel angebracht.

Das selbstthätige Speiseventil ist oben am Kessel angebracht und das Speiserohr mündet von oben in den Kessel; das untere Ende des letzteren ist in der Richtung der Kesselachse abgebogen und mündet ungefähr 150 mm über der unteren Kesselwandung. Der Ablasshahn befindet sich an dem unten am Kessel angebrachten Schlammsammler.

Dies ist das einfachste Kesselsystem und deshalb auch am leichtesten in Stand zu halten.

Da jedoch der Kessel nur in einem einzigen Zuge von den Heizgasen bestrichen wird, so ist dabei auf große Oekonomie in Hinsicht der Ausnützung des Brennmaterials nicht zu rechnen, und die Anwendung dieses Kesselsystems auf kleine Kessel für Badeanstalten u. dgl. und auf die von den abziehenden Gasen der Flammöfen geheizten Kessel der Eisenhüttenwerke beschränkt.

2. *Der Siederkessel (Bouilleurkessel)*. Derselbe besteht aus einem cylindrischen Oberkessel und einem oder zwei darunter liegenden Siedern.

In Fig. 5 bis 8, Taf. XXII, ist ein *Siederkessel mit einem Sieder* und der zugehörigen Einmauerung gezeichnet.\*) Die Heizgase bestreichen den Kessel in drei Zügen (I bis III) wovon der erste unter dem Oberkessel nach rückwärts, der zweite über dem Sieder (Unterkessel) nach vorn und der dritte unter dem Sieder nach rückwärts zieht und sich an den Fuchs anschließt. Der Oberkessel ist mit dem Unterkessel rückwärts durch einen geschweißten beiderseits angenieteten Rohrstützen verbunden. Der Oberkessel ist wieder ( $\frac{1}{100}$  seiner Länge) nach rückwärts gegen den Verbindungsstützen zu geneigt, der Unterkessel aber ( $\frac{1}{50}$  seiner Länge) nach vorn, um dem sich darin entwickelnden Dampf das Aufsteigen zum Verbindungsstützen zu erleichtern und das Ansam-

\*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Siederkessel von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei ausgeführt werden.

meln des Dampfes im Unterkessel in Form eines Dampfkelzes zu verhüten, da Dampfkelze zum Durchbrennen des Kesselbleches Anlass geben. Aus letzterem Grund sind auch die einzelnen conischen Rohrsätze, aus welchen der Unterkessel gebildet ist, derart in einander geschoben, dass der Dampf ungehindert aufsteigen kann und im zweiten Zuge die Heizgase nicht gegen die Stirne des Kesselbleches stoßen. Ein Mannloch befindet sich oben am Dom und das zweite an dem unter dem Roste durch das Kesselmauerwerk hervorragenden Boden des Unterkessels. Das Speiserohr mündet rückwärts (oder auch vorn unter dem Rost)

**Tabelle des Siederkessels mit cylindrischem Ober- und Unterkessel.**

Laufende No.	Oberkessel		Unterkessel		Verb.-Stützen		Dom		Heizfläche qm	Ungef. Kesselgew. in Kilogr. bei		Kessel- und Ofen-Armaturen Gewicht ca. kg
	Durchm.	Länge	Durchm.	Länge	Durchm.	Höhe	Durchm.	Höhe		5   6		
										Atmosphären Ueberdruck		
	m	m	m	m	m	m	m	m				
1	0,8	3	0,6	2,1	0,30	0,45	0,55	0,55	8,2	1200	1300	900
2	0,8	4	0,6	3,0	0,30	0,45	0,55	0,55	11,2	1450	1650	1000
3	0,8	5	0,6	4,0	0,30	0,45	0,55	0,55	14,5	1750	2000	1100
4	1,0	5	0,8	3,9	0,45	0,50	0,60	0,60	19,2	2650	3000	1200
5	1,0	6	0,8	4,9	0,45	0,50	0,60	0,60	23,4	3100	3550	1350
6	1,0	7	0,8	5,8	0,45	0,50	0,60	0,60	27,7	3550	3900	1500
7	1,2	7	1,0	5,8	0,50	0,50	0,70	0,70	35,3	4800	5500	1700
8	1,2	8	1,0	6,7	0,50	0,50	0,70	0,70	40,7	5500	6300	1900
9	1,2	9	1,0	7,6	0,50	0,50	0,70	0,70	46,1	6100	7000	2100
10	1,4	8	1,1	6,7	0,55	0,55	0,80	0,80	47,5	7000	8000	2300
11	1,4	9	1,1	7,6	0,55	0,55	0,80	0,80	53,7	7700	8800	2500
12	1,4	10	1,1	8,5	0,55	0,55	0,80	0,80	60,0	8500	9700	2700
13	1,6	9	1,2	7,5	0,60	0,60	0,90	0,90	60,5	9100	10300	3000
14	1,6	10	1,2	8,4	0,60	0,60	0,90	0,90	67,6	10000	11500	3300
15	1,6	11	1,2	9,3	0,60	0,60	0,90	0,90	74,7	11000	12500	3600

Der cylindrische Ober- und Unterkessel ist dort angezeigt, wo man es bei genügend vorhandenem Raume mit weniger gutem Speisewasser zu thun hat, da auch hierbei jede Reinigung von Kesselstein leicht und gründlich auszuführen ist. Bei hoch liegendem Grundwasserspiegel thut man gut wegen der tiefen Lage des Unterkessels ein anderes System zu wählen. Bei No. 10 bis 15 sind die Längsnähte doppelt genietet.

in den Unterkessel und der Ablasshahn befindet sich an der tiefsten Stelle des Unterkessels unter dem Roste. Um auch das Durchbrennen des Unterkessels an seiner höchsten Stelle hinter dem Verbindungsstutzen in Folge eines sich dort bildenden Dampfzelles zu verhindern, wird von dort ein dünnes Rohr nach dem Dampfraum im Oberkessel geführt, oder es wird der Verbindungsstutzen derart schief geführt, dass er bis zur höchsten noch von den Heizgasen bestrichenen Stelle des Unterkessels an die rückwärtige Mauer reicht, oder endlich wird der letzte Rohrsatz des Unterkessels entgegengesetzt geneigt.

In Fig. 9 und 10, Taf. XXII, ist ein *Siederkessel mit zwei Siedern* und der zugehörigen Einmauerung gezeichnet.\*) Die Heizgase bestreichen den Kessel wieder in drei Zügen, wovon der erste unter dem Oberkessel nach rückwärts, der zweite um den ersten Sieder nach vorn und der dritte um den zweiten Sieder nach rückwärts zieht und dort zum Fuchs abfällt. Der Oberkessel

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen Siederkessel mit zwei Siedern von der Maschinenfabrik Esslingen in Esslingen ausgeführt werden.

Tabelle der Siederkessel mit zwei Siedern.

Heizfläche in Quadratmeter	Pferdekkräfte	Länge		Durchmesser		Ungefähres Gewicht in Kilog. bei		Ofen- Armatur.
		Kessel	Sieder	Kessel	Sieder			Gewicht in Kilog. circa.
		L	l	D	d	5	6	
		in Meter		in Meter		Atmosphären.		
15	12	3,9	3,3	0,8	0,5	2500	2850	900
20	16	4,7	4,1	0,8	0,5	2900	3300	1100
25	20	5,5	4,9	0,9	0,6	3500	3950	1350
30	24	6,5	5,9	0,9	0,6	4000	4450	1500
35	28	7,5	6,7	0,9	0,6	4500	5000	1650
40	32	7,9	7,1	1,1	0,6	5300	5900	1800
45	36	8,1	7,3	1,1	0,7	6100	6800	2000
50	40	8,9	8,1	1,1	0,7	6600	7400	2200
60	48	9,5	8,7	1,2	0,8	8150	8900	2700
70	56	11	9,3	1,2	0,8	8800	9650	3100
80	64	12,5	10,8	1,2	0,8	9750	10700	3500

ist rückwärts durch einen vertikalen Stutzen mit dem ersten Sieder verbunden und der zweite Sieder mit dem ersten vorn, durch einen gegen den Horizont schwach geneigten Stutzen. Beide Stutzen sind der Länge nach geschweißt und beiderseits angenietet. Der Oberkessel ist ( $\frac{1}{100}$  seiner Länge) nach rückwärts, der erste Sieder ( $\frac{1}{50}$  seiner Länge) nach vorn und der zweite Sieder ( $\frac{1}{50}$  seiner Länge) nach rückwärts geneigt, letzteres, um dem sich in den Siedern entwickelnden Dampf das Aufsteigen zu erleichtern und die Bildung von Dampfpelzen zu verhindern. Die conischen Rohrstützen sind wieder so in einander geschoben, dass die Heizgase nicht an die Stirne des Kesselbleches anstoßen und der Dampf aus den Siedern unbehindert aufsteigen kann. Ein Mannloch befindet sich oben am Kessel in der neben dem Dom aufgenieteten Mannlochkappe, ein zweites an dem ersten Sieder unter dem Rost und ein drittes am tieferen Ende des zweiten Sieders. Das Speiserohr mündet am tieferen Ende des zweiten Sieders, an welchem auch der Ablasshahn angebracht ist. Auf dem am Oberkessel angenieteten Rohrstützen hinter dem Dom wird das eine der beiden Sicherheitsventile aufgeschraubt, das zweite kommt auf einen Rohrstützen am Dom, oder es kommen beide Sicherheitsventile auf die Rohrstützen am Dom.

Das Speisewasser geht von seiner Eintrittsstelle im zweiten Sieder nach aufwärts in den ersten Sieder und durch diesen in den Oberkessel; die Heizgase aber bestreichen den Kessel nach entgegengesetzter Richtung und man nennt diesen Kessel deshalb einen *Gegenstromkessel*, d. h. an den Stellen des Kessels, wo das Wasser im Kessel am heißesten ist, bestreichen denselben die heißesten Gase und dort, wo die schon am meisten abgekühlten Gase den Kessel bestreichen, befindet sich in demselben auch das kälteste Wasser, wonach überall die möglichst größte Wärmemenge in das im Kessel enthaltene Wasser geleitet wird, was als ein Hauptvorteil dieses Kesselsystemes anzuführen ist, und sehr ökonomische Ausnützung des Brennmaterials ergibt.

Besonders wichtig erscheint es mit Rücksicht auf den Bestand des Kessels, sowohl den Oberkessel als auch die Sieder unabhängig gehörig zu unterstützen, um außerordentliche Inanspruchnahmen des Kesselbleches während seines langjährigen Bestandes

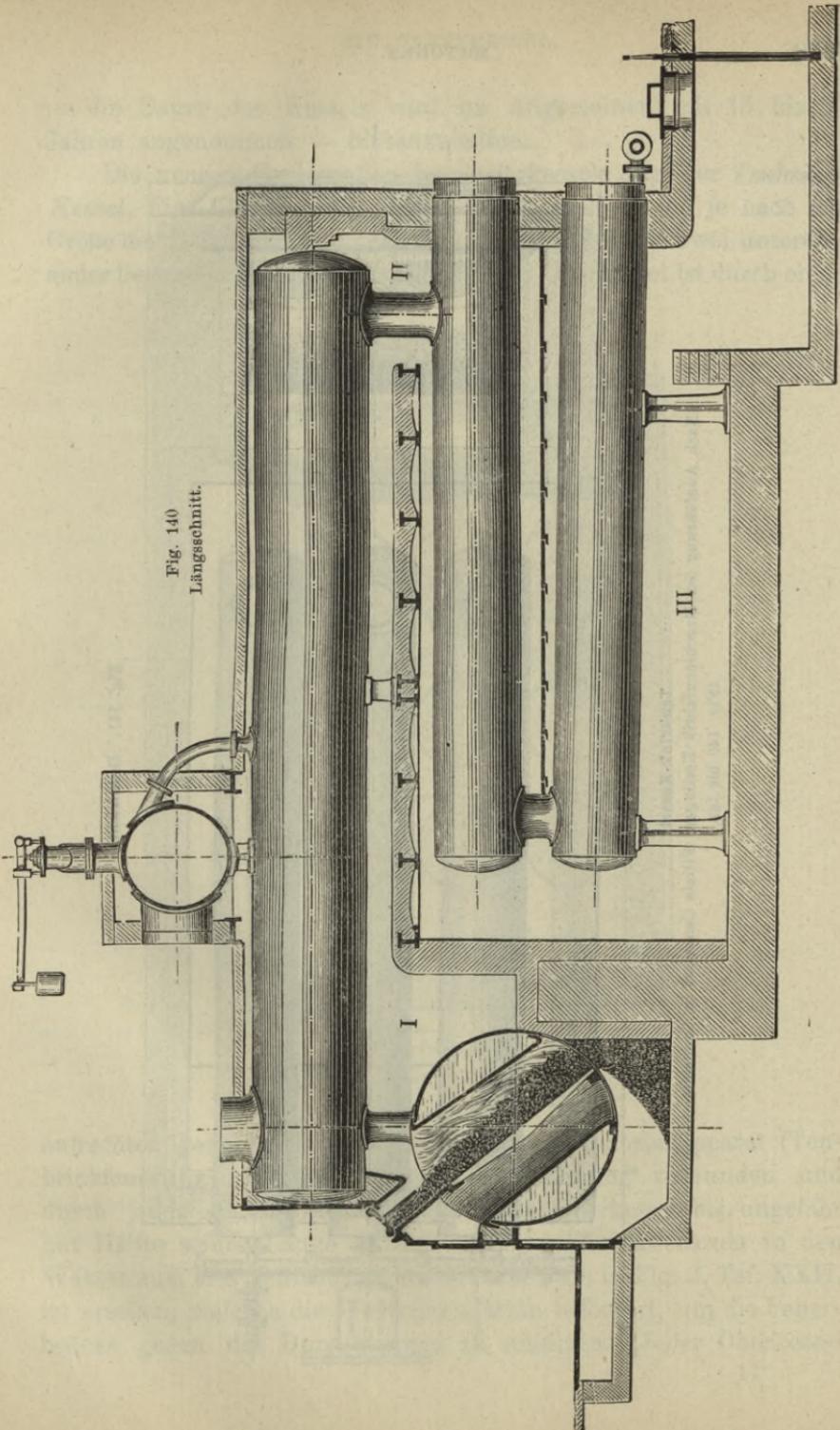


Fig. 140  
Längsschnitt.

Tenbrink-Kessel.

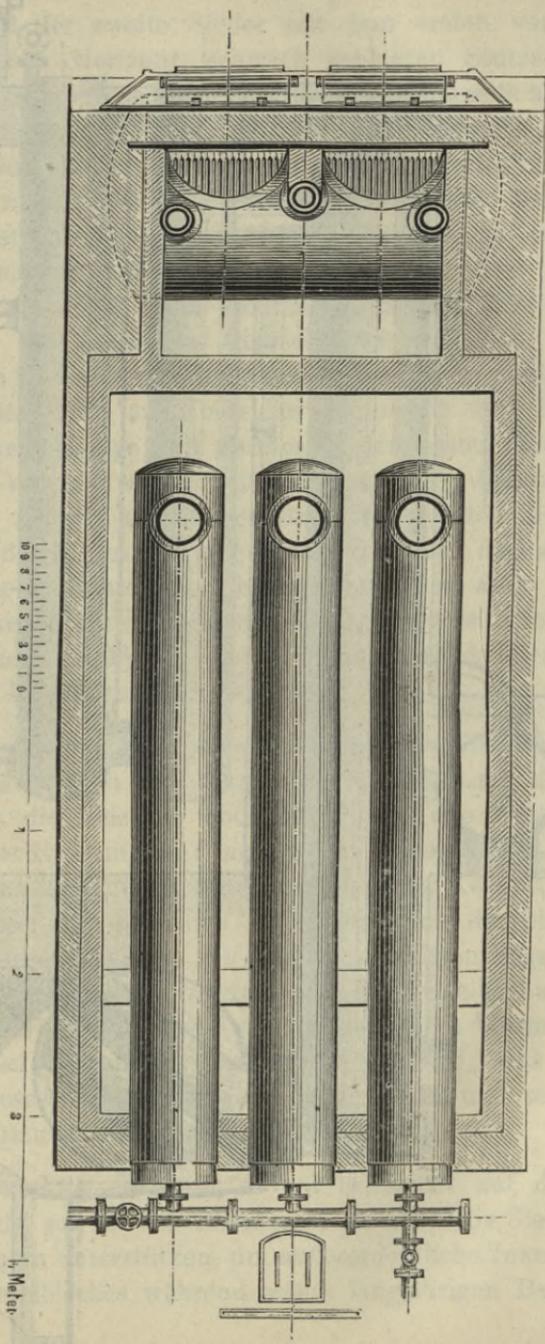


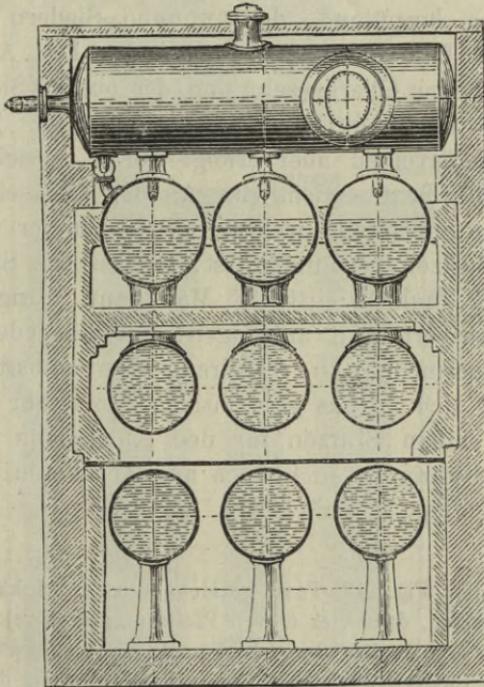
Fig. 141. Draufzieht.

**Tendrirkessel.**  
 Nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt in Cannstatt.  
 (Fig. 140 bis 142.)

— die Dauer des Kessels wird im Allgemeinen mit 15 bis 20 Jahren angenommen — hintanzuhalten.

Die neueste Construction des Siederkessels zeigt der *Tenbrink-Kessel*, Fig. 140 bis 142, Text. Bei demselben sind je nach der Größe der Heizfläche zwei oder drei Oberkessel mit je zwei untereinander liegenden Siedern vorhanden. Jeder Oberkessel ist durch einen

Fig. 142.



Tenbrink-Kessel.

Querschnitt.

aufrechten geschweißten Stützen mit dem Tenbrinkapparat (Tenbrinkfeuerung, Fig. 137, Text) durch Nietung verbunden und durch jeden dieser Stützen geht ein im Oberkessel bis ungefähr zur Hälfte seiner Länge zurückreichendes Circulationsrohr in den Wasserraum des Tenbrinkapparates hinab, wie in Fig. 3, Taf. XXII, zu ersehen, welches die Wassercirculation befördert, um die Feuerbrücke gegen das Durchbrennen zu schützen. Jeder Oberkessel

ist rückwärts mit dem darunterliegenden ersten Sieder und dieser vorn mit dem zweiten Sieder durch einen aufrechten geschweißten und beiderseits angenieteten Stutzen verbunden, wie insbesondere in Fig. 140, Text, zu ersehen. Die Feuerzüge sind in dieser Figur mit I, II, III bezeichnet.\*) Der erste Zug geht unter den drei in gemeinsamem Zuge liegenden Oberkesseln nach rückwärts, der zweite Zug um die wieder in gemeinsamem Zuge liegenden ersten Sieder nach vorn und endlich der dritte Zug ebenfalls alle drei Sieder zugleich bespülend den unteren Siedern entlang nach rückwärts und fällt dort zum Fuchs ab. Die Abtheilung des Zuges zwischen den Oberkesseln und der oberen Siederreihe wird auf Traversen mit feuerfesten Ziegeln gewölbt, jene zwischen den beiden Siederreihen aber erfolgt durch gusseiserne Platten, wie in Fig. 140, Text, ersichtlich. An der Rückseite des Kessels liegt unten das Speiserohr, welches mit jedem der unteren Sieder durch einen Stutzen verbunden ist, so dass das Speisewasser in alle drei Sieder zugleich eintritt. Man kann übrigens an jedem Stutzen ein Absperrventil anbringen, um die jedem Sieder zufließende Wassermenge zu reguliren. Das selbstthätige Speiseventil befindet sich an das gemeinsame Speiserohr angeschlossen, welches noch einen Stutzen für den Ablasshahn aufweist. Ein Ablasshahn ist übrigens auch noch an dem Tenbrinkapparat vorhanden, wie in Fig. 3, Taf. XXII, zu ersehen ist.

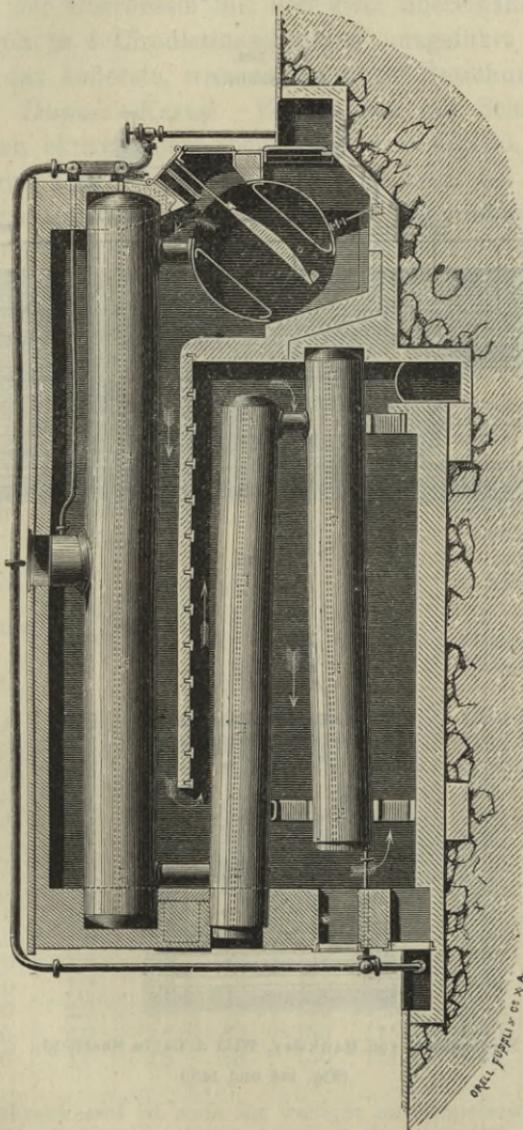
---

\*) Bei dem in Fig. 143, Text, gezeichneten Tenbrinkkessel ist die Anordnung so getroffen, dass vier (durch Pfeile angedeutete) Züge vorhanden sind, wovon der erste unter den Oberkesseln nach rückwärts, der zweite über den ersten Siedern nach vorn, der dritte zwischen den Siedern nach rückwärts und endlich der vierte unter den zweiten Siedern wieder nach vorn zieht und hier unten nach dem Fuchs abfällt. Diese Anordnung erweist sich zweckmäßig, wenn die Lage des Schornsteins die Anordnung des Abzugscanales der Heizgase hinter dem Rost vorschreibt.

Von *G. Sigl in Wien* wird der Tenbrinkkessel bei scharfem Zuge mit fünf Zügen ausgeführt, deren Anordnung so getroffen ist, dass der erste Zug unter dem Oberkessel hin, der zweite Zug über der ersten Siederreihe zurück, der dritte unter derselben wieder hin, der vierte über der zweiten Siederreihe zurück und endlich der fünfte Zug unter der letzteren wieder hin führt und am rückwärtigen Ende des Kessels zum Fuchs abfällt. Bei solcher Anordnung ist nicht außer Acht zu lassen, dass im Allgemeinen die Gesamtlänge aller Züge 30 m nicht überschreiten soll.

Das in Frankreich gebräuchliche System der Bouilleuressel (Siederkessel), bei welchen der Rost unter den Bouilleurs (Siedern) liegt

Fig. 143.



Tenbrink-Kessel nach Ausführung von Escher, Wyss & Co. in Zürich.

liegt und die Heizgase zuletzt den Oberkessel bestreichen, ist aus naheliegenden Gründen unzuweckmäßig, dagegen findet man auch

bei den Siederkesseln mit einem Oberkessel und einem oder zwei darunter nebeneinander liegenden Siedern und unter dem Oberkessel liegenden Rost das Gegenstromprinzip aufgegeben und die

Fig. 144.  
(Längsschnitt.)

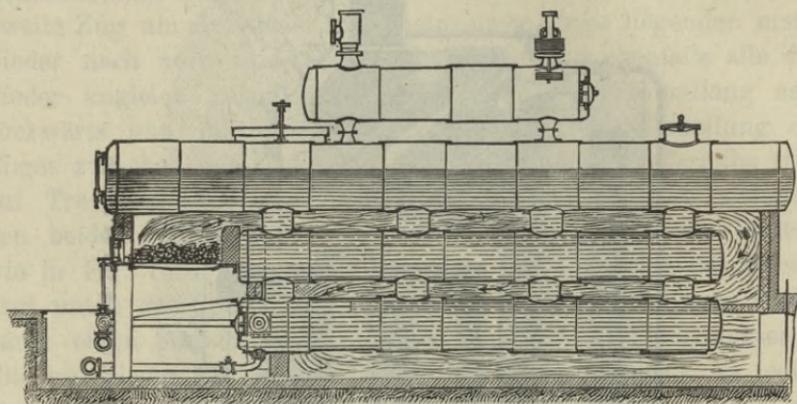
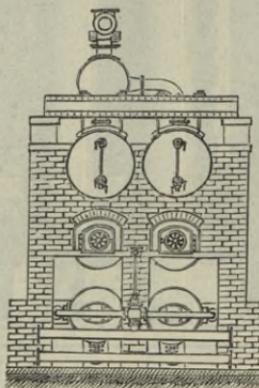


Fig. 145.  
(Ansicht.)



Siederkessel von Hawksley, Wild & Co. in Sheffield.

(Fig. 144 und 145.)

Sieder durch je zwei oder drei Rohrstützen mit dem Oberkessel verbunden, um eine bessere Wassercirculation hervorzubringen und hierdurch die Ausscheidung von Luftblasen und die An-

setzung von Dampfkelzen etc. an bestimmten Stellen der Sieder hintanzuhalten und mithin den Bestand der Sieder mehr zu sichern.

In Fig. 144 und 145, Text, ist nach diesem Grundsatz die Verbindung der Oberkessel mit den zwei übereinander liegenden Siedern durch je 4 Circulations-Stutzen ausgeführt und das ist wohl schon das äußerste, was man in dieser Beziehung thun kann.

3. *Der Dupuis-Kessel.* Ein solcher mit Schlamm-sammler und von oben eintretendem Speiserohr ist in Fig. 59, Text (S. 189), abgebildet und schon besprochen; ein anderer, bei welchem das Speisewasser durch den Fuß des verticalen Röhrenkessels eintritt, durch welchen auch der Schlamm abgelassen wird, ist in Fig. 11, Taf. XXII, gezeichnet.\*)

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen Dupuis-Kessel von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei ausgeführt werden.

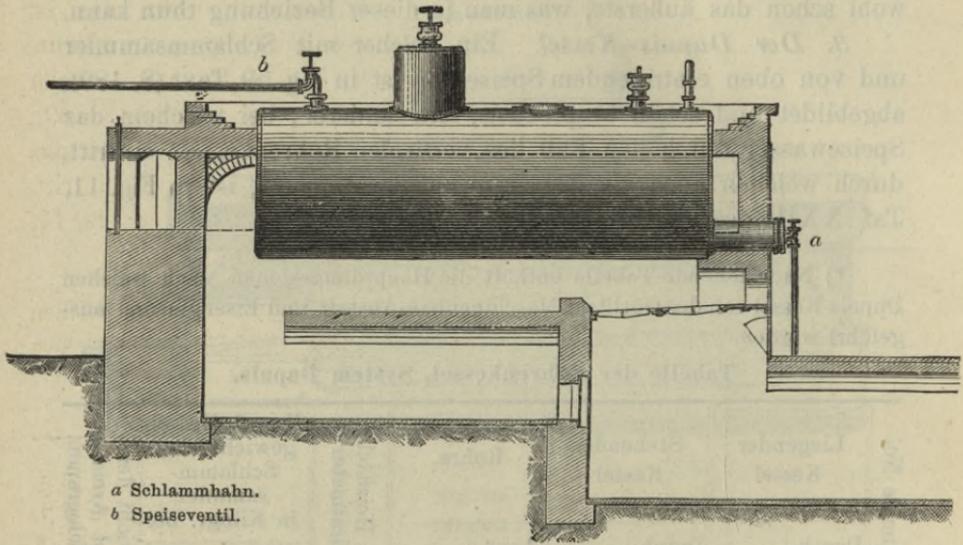
Tabelle der Röhrenkessel, System Dupuis.

Laufende No.	Liegender Kessel		Stehender Kessel		Rohre.		Totale Heizfläche Quadratmeter	Ungef. Kesselgewicht excl. Schlamm-sammler in Kilogr. bei		Gewicht der compl. Armatur ca. Kilogramm.
	Durchmesser	Länge	Durchmesser	Höhe	Aeuß. Dchm.	Anzahl		5   6		
								m	m	
1	1,0	4,0	1,6	2,0	83	60	47,0	4000	4300	2000
2	1,0	4,5	1,6	2,2	83	60	51,3	4400	4760	2200
3	1,0	5,0	1,6	2,4	83	60	55,7	4700	5000	2400
4	1,1	4,5	1,7	2,0	83	72	55,6	4800	5400	2400
5	1,1	5,0	1,7	2,2	83	72	60,6	5200	5800	2600
6	1,1	5,5	1,7	2,4	83	72	65,6	5500	6300	2800
7	1,1	5,0	1,8	2,2	83	92	73,2	5800	6700	2900
8	1,1	5,5	1,8	2,4	83	92	79,1	6200	7200	3000
9	1,1	6,0	1,8	2,6	83	92	85,1	6600	7700	3100
10	1,25	5,0	1,9	2,2	83	110	86,6	6900	7800	3200
11	1,25	6,0	1,9	2,4	83	110	94,8	7600	8600	3300
12	1,25	7,0	1,9	2,6	83	110	103,0	8300	9400	3400
13	1,25	5,0	2,0	2,4	83	130	106,2	8100	8900	3500
14	1,25	6,0	2,0	2,6	83	130	115,3	8900	9800	3600
15	1,25	7,0	2,0	2,8	83	130	124,5	9700	10700	3700

Dieser Röhrenkessel ist auch für weniger gutes Speisewasser zulässig; er verbindet gewissermaßen die Vortheile des cylindrischen Kessels mit denen des Röhrenkessels und gibt auch bei wechselndem Dampfverbrauch *trockene* Dämpfe.

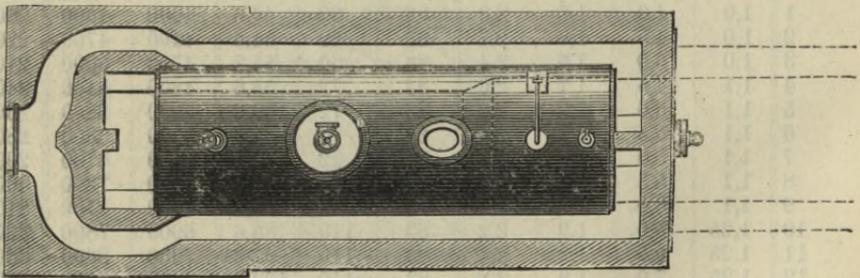
Der Dupuis-Kessel besteht aus einem liegenden ( $\frac{1}{100}$  seiner Länge) nach rückwärts geneigten cylindrischen Kessel, an dessen rückwärtigem offenem Ende ein verticaler von Siederöhren durch-

Fig. 146.  
(Längsschnitt.)



a Schlammhahn.  
b Speiseventil.

Fig. 147.  
(Draufsicht.)



Horizontaler Röhrenkessel von H. Pausch in Landsberg a. d. W.  
(Fig. 146 bis 148.)

zogener Kessel angeordnet ist. Beide Kessel communiciren an der Verbindungsstelle im Dampf- und Wasserraume. Der Rost ist wie bei dem einfachen cylindrischen Kessel angeordnet und die Heizgase bestreichen zuerst den liegenden, dann den verticalen

Kessel außen, gelangen sodann unter den letzteren und durch die Siederohre nach aufwärts und ziehen oben seitlich in den Fuchs.

Bei dem in Fig. 11, Taf. XXII, gezeichneten Kessel ist die Rohraustheilung so ausgeführt, dass ein freier Zwischenraum zum Putzen vorhanden ist, in welchem sich ein Mann bewegen kann.

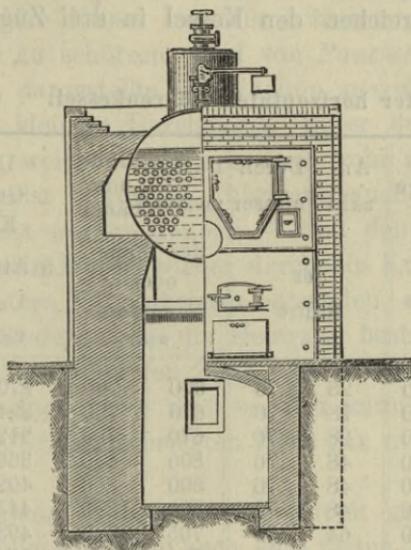


Fig. 148.  
Querschnitt  
und Ansicht.

Horizontaler Röhrenkessel.

Dieses Kesselsystem bietet in compendiöser Anordnung ziemlich große Heizfläche, wovon die der verticalen Siederohre gegen das Ansetzen von Flugasche und Schlamm durch ihre verticale Stellung ziemlich gesichert ist. Die Siederohre ziehen überdies ungefähr auf  $\frac{1}{3}$  ihrer Länge durch den Dampfraum und bewirken sohin noch in gewissem Grade eine Dampftrocknung.

4. *Der horizontale oder liegende Röhrenkessel.* In Fig. 146 bis 148, Text, ist ein solcher Kessel mit Planrost und Aschengang unter dem Heizerstande und Blechdecke am Dom, in Fig. 1 bis 4, Taf. XXIII, ein liegender Röhrenkessel mit offenem Aschenfall und gusseiserner Domdecke gezeichnet.\*) Es ist ein von Siederohren

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen horizontale Röhrenkessel von C. Sulzberger & Co. in Flöha bei Chemnitz ausgeführt werden.

durchzogener cylindrischer Kessel. Die Siederohre sind in zwei Gruppen eingetheilt, zwischen welchen ein entsprechend großer Zwischenraum für eine möglichst ausgiebige Beseitigung des Kesselsteins beim Kesselputzen vorhanden ist. Das Speiserohr mündet oben hinter dem Dom in den Kessel und der Ablasshahn ist vorn über der Heizthüre angebracht.

Die Heizgase bestreichen den Kessel in drei Zügen, wovon

Tabelle der horizontalen Röhrenkessel.

Anzahl der Pferdekräfte	Heizfläche in Quadratmeter	Durch-	Länge	An-	Durch-	Durch-	Höhe	Ungefähres	
		messer		zahl	messer	messer	oder	Gewicht des	
		des		der		des Doms		Kessels bei	
		Hauptkessels		Rohre		oder		5 Atm.   6 Atm.	
		mm				Sammlers		Ueberdruck	
						mm		kg	kg
15	23	1255	2650	28	76	670	700	2700	2850
18	27	1255	3100	28	76	670	700	2940	3120
20	30	1255	3450	28	76	670	700	3120	3320
25	38	1412	2750	48	76	800	800	3660	3900
30	45	1412	3250	48	76	800	800	4020	4300
35	53	1412	3850	48	76	800	800	4450	4790
40	60	1570	3350	64	76	705	2350	4930	5250
40	60	1570	4200	42	88	705	2350	5340	5740
50	75	1570	4200	64	76	705	3200	5930	6310
50	75	1570	5250	42	88	705	3200	6370	6880
50	75	1726	3350	82	76	785	2350	5840	6190
50	75	1726	3850	60	88	785	2350	6060	6470
60	90	1726	4000	82	76	785	3000	6750	7170
60	90	1726	4600	60	88	785	3000	6960	7450
70	105	1726	4650	82	76	785	3500	7590	8090
70	105	1726	5350	60	88	785	3500	7910	8480
70	105	1885	4150	80	88	785	3000	7740	8340
80	120	1885	4000	112	76	785	3000	8080	8660
80	120	1885	4750	80	88	785	3000	8500	9200
80	120	2000	4500	84	88	865	3500	9140	9800
90	135	1885	4500	112	76	785	3500	8900	9560
90	135	1885	5350	80	88	785	3500	9390	10170
90	135	2000	4050	126	76	865	3000	9160	9790
90	135	2000	5050	84	88	865	3000	9800	10580
100	150	2000	4500	126	76	865	3500	10030	10590
100	150	2000	5600	84	88	865	3500	10720	11520
110	165	2200	4000	158	76	865	3000	10880	11570
110	165	2200	4750	112	88	865	3000	11540	12080
120	180	2200	4350	158	76	865	3500	11720	12410
120	180	2200	5200	112	88	865	3500	12390	13190

der erste unter dem Kessel nach rückwärts, der zweite durch die Siederohre nach vorn und der dritte zu beiden Seiten des äußeren cylindrischen Kesselmantels nach rückwärts zum Fuchs zieht.

Um die Rohre vom Ruß zu befreien, werden selbe durch einen feinen Dampfstrahl ausgeblasen oder besser mittels einer Stahlbürste ausgekratzt.

Um solche Kessel bei sehr schlammigem Wasser gegen die Stichflamme zu schützen, wird von *Paucksch* die in Fig. 5 bis 7, Taf. XXIII, dargestellte Construction ausgeführt, bei welcher zwei Sieder von kleinem Durchmesser unter dem Röhrenkessel angebracht sind, welche durch ein Kupferrohr mit reinem Wasser aus diesem gespeist werden — übrigens auch der Sicherheit wegen direct gespeist werden können — und den sich in ihrem Dampfraum bildenden Dampf wieder durch ein Kupferrohr direct in den Dampfraum des Röhrenkessels entsenden. Der Rost liegt hierbei unter den Siedern und die Heizgase bestreichen diese auf ihrer unteren Hälfte im ersten Zuge, der zweite und dritte Zug sind wie vorher angeordnet und es wird mithin der Röhrenkessel im unteren vom Schlamm belegten Theil gar nicht von den Heizgasen berührt.

Der horizontale Röhrenkessel bietet große Heizfläche bei geringem Raumbedarf aber auch eine kleine Wasserspiegelfläche bei großer Heizfläche und gibt deshalb bei forcirtem Betrieb und zu hohem Wasserstand leicht sehr nassen Dampf. Durch die beiden Sieder unter dem *Röhrenkessel von Paucksch* wird übrigens auch die Wasserspiegelfläche vergrößert.

5. *Der Doppeldampfraumkessel von Bolzano, Tedesco & Co.* Derselbe ist in Fig. 149 und 150, Text, im Längsschnitt und Querschnitt dargestellt. Es ist ein combinirter Kessel bestehend aus einem einfachen cylindrischen Kessel und darüber liegendem, mit ersterem durch zwei Rohrstutzen verbundenem horizontalen Röhrenkessel, deren jeder einen Dampf- und Wasserraum besitzt, so dass die Wasserspiegelfläche, durch welche der Dampf aufsteigen muss, sich aus der Wasserspiegelfläche beider Kessel zusammensetzt. Der vordere Verbindungsstutzen besitzt ein bis in den Dampfraum des Oberkessels reichendes Verlängerungsrohr, der rückwärtige dagegen ein im Oberkessel bis zur Höhe des normalen Wasserstandes reichendes Rohr und ein zweites darunter,

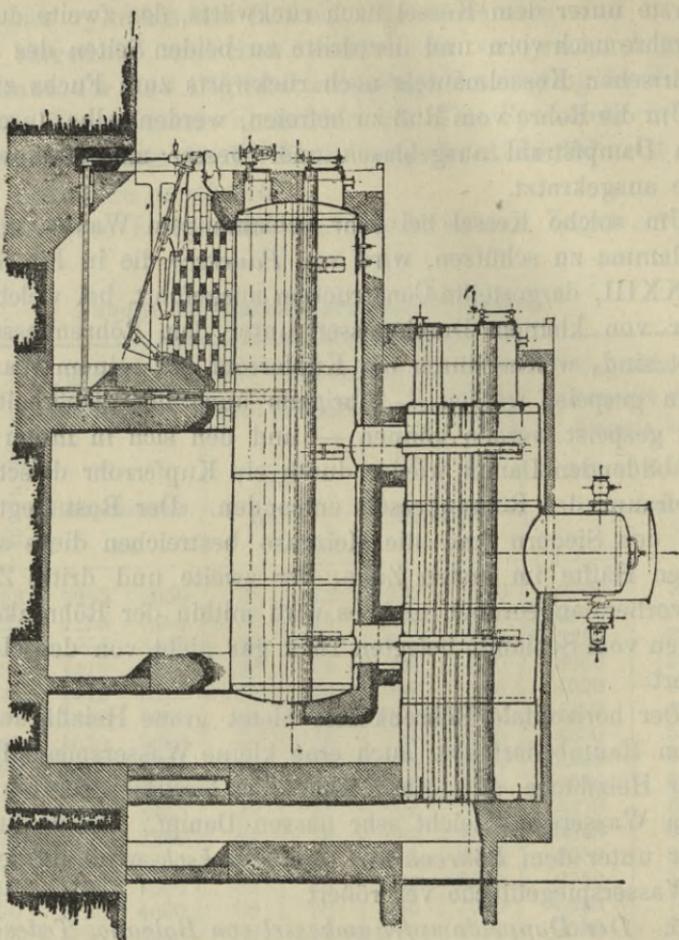


Fig. 149.  
(Langschnitt.)

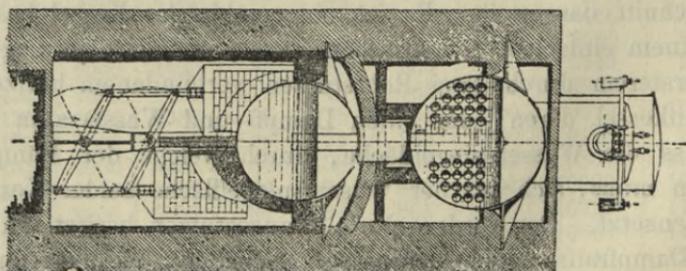


Fig. 150.  
(Querschnitt.)

Doppeldampfraum-Kessel von Bolzano, Tedesco & Co. in Schlan (Böhmen).

(Fig. 149 und 150.)

welches in den Wasserraum des Unterkessels taucht. Durch das Rohr im vorderen Stutzen communiciren die beiden Dampfäume, während durch die Rohre im rückwärtigen Stutzen das Wasser aus dem Oberkessel zum Unterkessel abfließt, sobald es im Oberkessel über die Höhe des Normalwasserstandes steigt.

Das Speiseventil sitzt vorn an dem unteren Vorkopf des Oberkessels und das Speisewasser tritt sonach aus dem Speiserohr in den Oberkessel. Der Schlammhahn befindet sich an dem unteren Vorkopf des Unterkessels. Die oberen Vorköpfe beider Kessel sind Wasserstandsvorköpfe. Zum Befahren des Kessels beim Kesselputzen ist ein Mannloch am Dom und ein zweites oben am vorderen Ende des Unterkessels angebracht.

Die Siederohre im Oberkessel sind wieder in zwei Gruppen eingetheilt, zwischen welchen ein entsprechend großer Zwischenraum für möglichst ausgiebige Beseitigung des Kesselsteines beim Kesselputzen vorhanden ist; auch sind aus letzterem Grunde die aus den Verbindungsstutzen emporstehenden Communicationsrohre nach dem Lösen je einer einzigen Schraube leicht zu entfernen.

Um die Siederohre innen von Ruß und Flugasche putzen zu können, sind selbe von der Stirnseite des Kessels nach Oeffnung der entsprechend großen zweiflügeligen Blechthüre zugänglich. Zum Absetzen der Flugasche ist übrigens hinter dem Unterkessel an der Stelle, wo die Heizgase von diesem zum Oberkessel ziehen, eine Aschenkammer angebracht.

Der Kessel ist mit dem zweitheiligen Planrost mit vorgelegtem Schlackenrost „*Patent Bolzano*“ ausgerüstet, verbunden mit der combinirten Gasfeuerung „*Patent Bolzano*“. Die Vorzüge dieses neuen Feuerungssystemes wurden bereits besprochen (Seite 237). Die Heizgase ziehen im ersten Zuge unter dem Unterkessel nach rückwärts, im zweiten Zuge unter dem Oberkessel nach vorn und endlich im dritten Zuge durch die Siederohre, aus welchen sie in den Fuchs gelangen. Die Verbindungsstutzen sind durch Mauerwerk geschützt.

Dadurch dass das Speisewasser erst aus dem Oberkessel in den Unterkessel abfließt, gelangt in letzteren nur reines Wasser, wodurch Schlammablagerungen auf der Feuerplatte über dem Roste vermieden sind.

Neben seinen vielen Vorzügen in Hinsicht der ökonomischen

Ausnützung des Brennmaterials und in Hinsicht der Sicherheit gegen die schädlichen Wirkungen der beim Beschicken des Rostes in den Feuerraum tretenden kalten Luft, bietet der Kessel bei verhältnismäßig kleiner verbauter Grundfläche eine große Heizfläche bei großem Dampf- und Wasserraum und großer Wasserspiegelfläche, so dass er auch in Bezug auf die Erhaltung constanter Dampfspannung bei schwankendem Dampfverbrauch allen Anforderungen der Praxis zu entsprechen in der Lage ist.\*)

6. *Der Wasserrohrkessel von Heine* (Wasserrohr-Dampfkessel mit positiver Wassercirculation und für hohe Dampfspannungen. H. Heine's Patent). Derselbe ist in Fig. 151 Text, im Längsschnitt und in Fig. 152, Text, zur Hälfte in der Vorderansicht, zur Hälfte im Querschnitt dargestellt; Fig. 1 bis 4, Taf. XXIV, geben die cotirte Zeichnung des von *E. Skoda* in Pilsen auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 ausgestellten und in Betrieb gestandenen Heine-Kessels mit 60 <sup>qm</sup> Heizfläche, welcher zum Betrieb der ebenfalls von *E. Skoda* in Pilsen ausgestellten Dampfmaschine Dampf von 10 <sup>at</sup> Ueberdruck lieferte und den an ihn gelegentlich der Untersuchung von Glühlampen seitens der wissenschaftlichen Commission gestellten hohen Anforderungen bezüglich gleichmäßiger Dampfentwicklung auf das vollkommenste entsprach.\*\*)

Derselbe besteht aus einem cylindrischen Oberkessel und zwei damit durch Nietung verbundenen Rohrkammern, deren Innen-

---

\*) Ein solcher Kessel war von *Bolzano, Tedesco & Co.* in Schlan (Böhmen) auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien ausgestellt und in Betrieb gestanden. Es war derjenige Kessel, welcher durch die Arbeiten der wissenschaftlichen Commission am meisten in Anspruch genommen war, und noch lange nach Schluss der Ausstellung in Betrieb stand, indem er den Dampf zum Betrieb derjenigen Dampfmaschine lieferte, von welcher die zur Untersuchung gelangten *Dynamomaschinen* angetrieben wurden. Dieser Kessel hatte folgende Dimensionen: Durchmesser des Unterkessels 1,5 m; Länge desselben 6 m; Durchmesser des Oberkessels 1,66 m; Länge desselben 5 m; Anzahl der Siederohre 34; äußerer Durchmesser derselben 114 mm; Heizfläche 100 <sup>qm</sup>; Betriebsdampfspannung 6 <sup>at</sup> Ueberdruck.

\*\*\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen Heine-Kessel von *E. Skoda* in Pilsen gebaut werden.

Fig. 152.  
Vorderansicht und Schnitt.

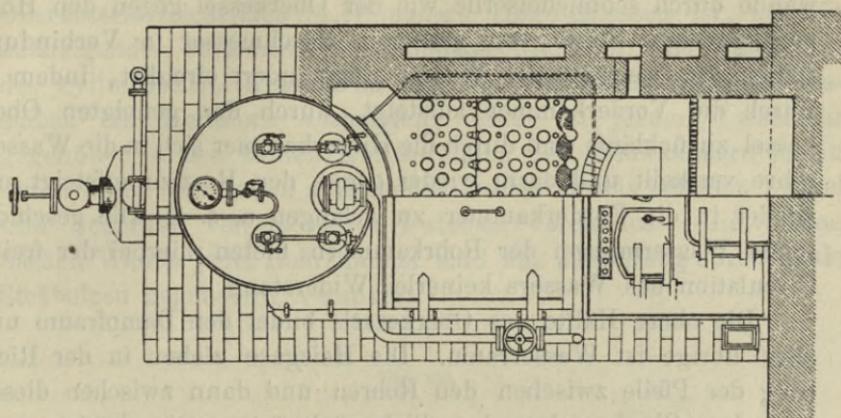
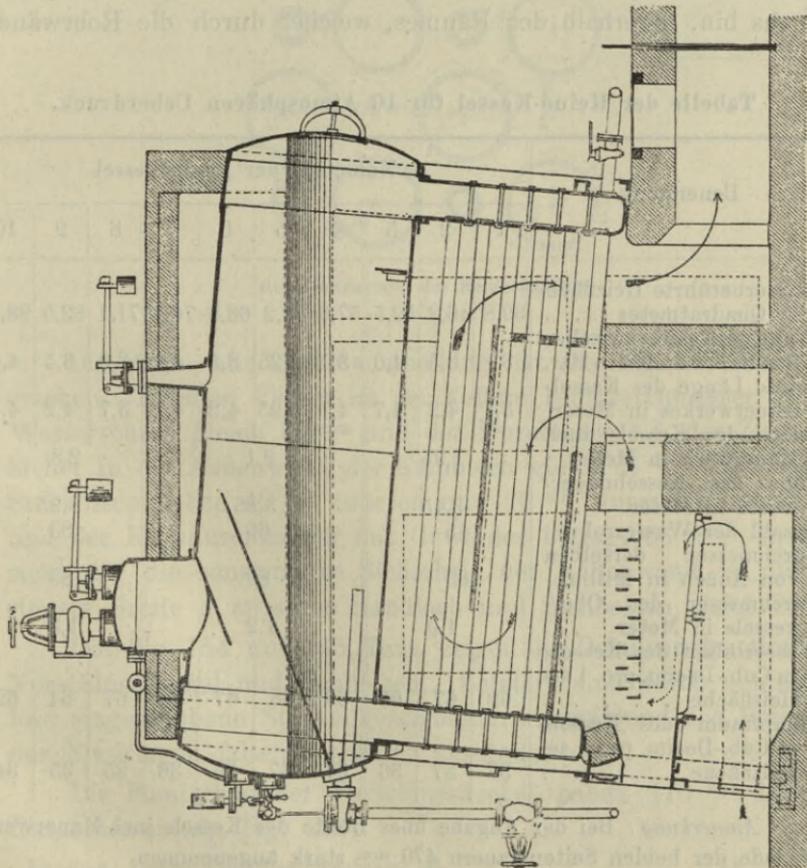


Fig. 151.  
Längsschnitt.



Heine-Kessel  
Nach Ausführung von E. Skoda in Pilsen.  
(Fig. 151 bis 152.)

wände durch schmiedeiserne wie der Oberkessel gegen den Horizont geneigte Rohre von geringem Durchmesser in Verbindung stehen, in welchen das Wasser ungehindert circulirt, indem es durch die Vorderkammer aufsteigt, durch den geneigten Oberkessel zurückläuft und durch die Hinterkammer sich in die Wasserrohre vertheilt und darin wieder gegen den Rost zu aufsteigt, um wieder in die Vorderkammer zu gelangen u. s. f. Die geschlossenen Wassermassen der Rohrkammern bieten hierbei der freien Circulation des Wassers keinerlei Widerstand.

Die obere Hälfte des Oberkessels bildet den Dampfraum und alles übrige ist Wasserraum. Die Heizgase ziehen in der Richtung der Pfeile zwischen den Rohren und dann zwischen diesen und dem Oberkessel und endlich rückwärts nach abwärts zum Fuchs hin, innerhalb des Raumes, welcher durch die Rohrwände

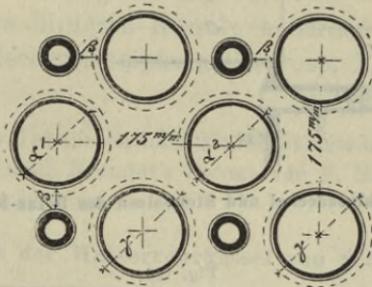
Tabelle der Heine-Kessel für 10 Atmosphären Ueberdruck.

Benennung	Nummern der Dampfkessel									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Wasserberührte Heizfläche in Quadratmeter . . .	39,8	46,2	52,5	57,6	62,2	66,8	76,1	71,1	82,5	93,7
Länge des Kessels zwischen den Rohrwänden in Mtr.	3	3,5	4,0	3,0	3,25	3,5	4,0	3,0	3,5	4,0
Totale Länge des Kesselmauerwerkes in Meter	3,7	4,2	4,7	4,7	3,95	4,2	4,7	3,7	4,2	4,7
Breite des Kessels incl. Mauerwerk in Meter .		1,95			2,1				2,3	
Höhe des Kesselmauerwerkes in Meter . . .		3,45			3,85				3,95	
Anzahl der Wasserrohre .		45			66				83	
Durchmesser derselben von Außen in Millim.		89			89				89	
Durchmesser des Oberkessels in Meter . .		1,0			1,2				1,3	
Wasserinhalt des Kessels in Cub.-Decim. pro 1 qm Heizfläche . . . . .	69	67	65	69	68	67	66	67	64	62
Dampfraum des Kessels in Cub.-Decim. pro 1 qm Heizfläche . . . . .	37	37	36	37	37	36	36	35	35	34

Anmerkung: Bei der Angabe über Breite des Kessels incl. Mauerwerk ist jede der beiden Seitenmauern 470 mm stark angenommen.

der beiden Rohrkammern und die beiden bis zur Feuerlinie des Oberkessels reichenden Seitenmauern eingeschlossen ist, vorn in aufsteigender, rückwärts in abfallender Richtung. Zum Befahren des cylindrischen Kessels ist an dem rückwärtigen Boden desselben ein Mannloch vorhanden; ferner ist jedem Wasserrohr gegenüber in den beiden Außenwänden der Rohrkammern je ein durch einen von innen anliegenden Deckel mittels äußerem Deckel und Schraube verschlossenes Putzloch vorhanden. Die beiden flachen Wände jeder Rohrkammer sind zur Absteifung durch hohle Stehbolzen gegenseitig verankert.

Fig. 153.



Rohraustheilung des Heine-Kessels.

Die Rohr- und Ankeraustheilung ist aus Fig. 153, Text, zu ersehen. In allen Fällen ist der äußere Rohrdurchmesser  $d_1$  der Wasserröhren gleich 89 mm und der Durchmesser  $d_2$  der Zugangslöcher in der Außenwand der Kammern gleich 94 mm. Die hohlen Stehbolzen haben 40 mm äußeren und 20 mm inneren Durchmesser und der Kerndurchmesser des Gewindes beträgt 36 mm. In Hinsicht auf die constructive Sicherheit der Außenwand ist die geringste Breite  $\beta$  zwischen Handloch und Stehbolzen gleich 20 mm.

Die Fig. 154 und 155, Text, zeigen die Detailconstruction der Verschlussdeckel und Stehbolzen. Letztere sind durch von außen lose eingeschobene Stöpsel geschlossen, um während des Betriebes das Eindringen falscher Luft zu verhindern.

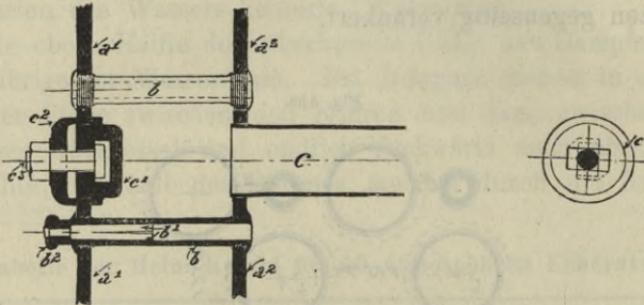
Die Flanschen der Verschlussdeckel haben 110 mm äußeren Durchmesser ( $d_3$ , Fig. 153).

Die mittlere Scheidewand der Feuerzüge zwischen den Wasserrohren ist durch gusseiserne Formstücke gebildet, welche zwischen die Rohre eingelegt sind. Der Querschnitt derselben ist in Fig. 156, Text, ersichtlich.

Ueber dem Anschluss der vorderen Rohrkammer an den Oberkessel ist in letzterem eine geneigt liegende Platte (Deflectionsplatte)

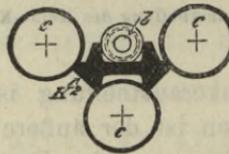
Fig. 154.

Fig. 155.



Verschlussdeckel und Stehbolzen des Heine-Kessels.

Fig. 156.



Gusseiserne Formstücke zur Bildung der Scheidewand der Feuerzüge beim Heine-Kessel.

tionsplatte) angebracht, welche die beabsichtigte Bewegung des Wassers durch den Oberkessel, sowie eine rationelle Absonderung des Dampfes begünstigt.

Die Zuführung des Speisewassers erfolgt in den Oberkessel, in welchen das Speiserohr vorn unter der Deflectionsplatte einmündet. Der Ablasshahn befindet sich unten an der rückwärtigen Rohrkammer.

Die für die Verbrennung erforderliche Luft gelangt zum Theil unter den Rost, zum Theil durch die Hohlräume der Seitenmauern

erwärmt über den Rost, um eine möglichst vollkommene Verbrennung zu erzielen.

Auch dieser Kessel bietet große Heizfläche bei geringem Raumbedarf.

7. *Der Wasserrohrkessel von Schmidt* (Sicherheits-Röhrenkessel nach dem Patent von J. G. Schmidt). Derselbe ist in Fig. 8 bis 15, Taf. XXIII, dargestellt. Er ist aus schmiedeeisernen Rohren von  $92\frac{1}{2}$  mm lichtigem Durchmesser und  $4\frac{1}{2}$  mm Wandstärke zusammengesetzt.\*)

Die Rohre sind horizontal, in zwei Gruppen getrennt, gelagert, mittels aufgeschraubter Rohrköpfe und Verbindungsbogen aus schmiedbarem Guss schlangenförmig vereinigt und bilden so einen vorderen und einen hinteren Kessel; außerdem ist noch ein geschweißter cylindrischer Dampfsammler resp. Reservoir oben auf-

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen die Wasserrohrkessel nach Schmidt's Patent von S. Huldshinsky & Söhne in Gleiwitz ausgeführt werden.

Tabelle der Wasserrohrkessel von Schmidt.

Pferdekräfte . . . . .		10	12	16	20	25	30	40	
Heizfläche	qm	16,4	18,0	24,48	30,46	37,6	44,8	61,6	
Breite	des Mauerwerks	mm	1650	1650	2150	2150	2500	2900	2900
Tiefe			2000	2000	2000	2200	2200	2200	2600
Höhe			2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Totales Gewicht	ca. kg	4700	4850	5150	6150	6900	7250	8700	
Pferdekräfte . . . . .		50	60	70	80	90	100	120	
Heizfläche	qm	74,4	94,4	101,6	119,2	142,4	151,2	173,6	
Breite	des Mauerwerks	mm	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2900
Tiefe			2600	3000	3200	3200	3600	3800	3800
Höhe			2750	2750	2750	3000	3000	3000	3300
Totales Gewicht	ca. kg	9700	11350	12100	13350	15100	15950	17550	

gelegt. Sämmtliche Rohre sind mit Wasser gefüllt und werden von den Feuergasen umspült.

Der hintere Theil der Sicherheitskessel ist ein Economiser (S. 221) im wahren Sinne des Wortes, welcher zur Vorwärmung resp. Erhitzung des Speisewassers dient. Das Speisewasser tritt hier in die untersten Röhren ein und geht schlangenförmig durch alle Röhren des hinteren Kessels, entgegengesetzt der Bewegung der Feuergase, nach oben.

Unterhalb des vorderen Röhrenkessels befindet sich der Rost.

Durch die Gegenströmung von Wasser und Heizgasen kommen die letzteren beim Verlassen des Kessels mit den kältesten Wasserrohren in Berührung, wodurch eine möglichst hohe Ausnutzung der Wärme selbst bei forcirtem Betrieb gesichert wird.

Dieser Vorzug zeichnet ganz besonders das neue Sicherheitsröhrenkessel-System nach Patent J. G. Schmidt vor den anderen Sicherheitskesseln aus, die das Gegenstromprinzip nicht eingeführt haben.

Das im Hinterkessel aufsteigende, sich allmählich bis zur Dampftemperatur erwärmende Wasser vereinigt sich mit dem aus dem Dampfsammler nach dem Vorderkessel zurückfließenden Wasser und tritt in die Circulation des Wassers zwischen Dampfsammler und Vorderkessel ein. Wenn sonach der Vorderkessel für gewöhnlich und namentlich bei sehr stark schwankendem Dampfconsum als Circulationskessel arbeitet, und der Wasserstand dabei auf halber Höhe des Dampfsammlers gehalten wird, kann derselbe eben so gut, namentlich bei einigermaßen regelmäßigem Betriebe, zur Erzeugung stark überhitzten Dampfes verwendet werden; soll dies erreicht werden, so ist weiter nichts erforderlich, als den Wasserstand im Vorderkessel in der Höhe des unteren Wasserstandsglases zu erhalten, wobei der Hinterkessel nach wie vor als Economiser wirkt. — Das untere Wasserstandsglas gibt in beiden Fällen den zulässig niedrigsten Wasserstand, sonach bei den als Circulationskessel betriebenen Anlagen eine ganz außerordentlich große zulässige Schwankung desselben.

Die Verbindung und die Lagerung der Röhren ist so getroffen, dass man während des Betriebes alle äußeren Röhrenflächen von Ruß und Flugstaub mittels eines Dampfstrahles reinigen kann,

als zweckmäßiger aber muss es bezeichnet werden, selbe nach Möglichkeit abzukratzen.

Die Ablagerung von Schlamm findet namentlich und fast ausschließlich im Hinterkessel statt, von wo derselbe von Zeit zu Zeit durch Oeffnen des Ablasshahns abgeblasen werden kann. Soweit derselbe sich daselbst in den Robren lagert, ist er überdies weniger gefährlich, da die Flamme hier von oben auf die Rohre stößt, also stets auf von innen freie Rohrstellen. Der nach dem Vorderkessel überführte Schlamm wird durch die centrale Einführung in das untere Sammelrohr nach vorn getrieben, wo er sich in dem ruhigeren, außerhalb der Wassercirculation liegenden Ende des Rohres ablagert und in dem Schlamm sackrohr sammelt, von wo er von Zeit zu Zeit auch abgeblasen wird.

Der feste Kesselstein dagegen, welcher bekanntlich durch keine Strömung und Kesselform sich verhindern lässt, kann außerordentlich leicht mittels eines Spiralbohrers oder nach Herausnahme der Rohre durch äusseres Klopfen mit einem Holzhammer aus den Rohren des Kessels entfernt werden, da nach Abnahme der Verbindungsköpfe der volle Rohrquerschnitt frei liegt. Je nach dem Speisewasser wird man bald erfahren, in welchen Rohrlagen sich der meiste Kesselstein fest ansetzt und danach nun die betreffenden Rohre reinigen; andere brauchen nur in größeren Perioden gereinigt zu werden und endlich der größte Theil der Rohre niemals, da sich in denselben höchstens Schlamm ablagert, welcher je nach Bedarf abgeblasen wird.

Sollte zufällig irgend ein Rohr des Kessels schadhaft werden, so kann eine vorzunehmende Auswechslung desselben durch ein Reserve-Rohr innerhalb einer halben Stunde vorgenommen werden, so dass der Betrieb nur auf sehr kurze Zeit, etwa auf eine Stunde unterbrochen zu werden braucht; durch Lösen von vier beziehungsweise sechs Schrauben kann jede beliebige Packung oder ein Rohr ausgewechselt werden.

Alle Dichtungsflächen sind sauber bearbeitet und sämtliche Dichtungen des Kessels werden mittels Asbest vorgenommen; hierdurch wird nicht allein die Dichtung eine wesentlich zuverlässigere, sondern auch die laufenden Ausgaben für Dichtungen gegenüber den anderen Systemen, bei welchen die Verwendung von starken Gummirungen erforderlich ist, reducirt.

Die Sicherheits-Röhrenkessel werden auf 10 Atmosphären Ueberdruck concessionirt und daher nach dem Dampfkesselgesetze in Deutschland auf 15, in Oesterreich auf 16 Atmosphären Druck geprüft; dass sie dann auf eine beliebige Spannung bis zu 10 Atmosphären benützt werden können, ist selbstverständlich. In Anbetracht des geringen Wasserraumes, und der Anwendung von Röhren kleinen Durchmessers, bieten diese Röhren nicht nur volle Sicherheit gegen Explosionsgefahr, sondern sie haben noch den Vortheil für sich, dass dieselben in der kürzesten Zeit nach dem Anheizen Dampf geben und die Dampfbildung unvergleichlich rascher erfolgt, als bei anderen Kesselsystemen.

Mit Recht wird anderen Sicherheits-Röhrenkesseln, z. B. System Belleville, der Vorwurf gemacht, dass der Dampfdruck bei variabler Dampfentnahme zu sehr schwankt, und dass sich deshalb diese Kessel nur für eine ganz gleichmäßige Dampfentnahme eignen. Dies erklärt sich zur Genüge dadurch, dass in dem Belleville-Kesselsystem, um trockenen Dampf zu erzielen, der Wasserstand sehr niedrig gehalten wird und nur etwa ein Drittel aller Rohre mit Wasser gefüllt ist; bei dem vorliegenden Schmidtschen Kesselsystem befindet sich im Vorderkessel ein Gemisch von Dampf und Wasser, während außerdem der halbe Sammler und der Hinterkessel mit Wasser gefüllt sind.

Dadurch, dass man bei Belleville directen Dampf zum Vorwärmen des Speisewassers benützt, wird der Nachtheil der Druckschwankung um so fühlbarer, weil bei größerer Dampfentnahme ein um so größerer Dampfverbrauch auf Erwärmung des Speisewassers bedingt ist. Bei anderen Systemen, bei welchen das Speisewasser direct in das Dampfentwicklungswasser geführt wird, wird diesem zum Erwärmen des kalten Wassers so viel Wärme entzogen, dass sofort eine verminderte Dampfentwicklung eintritt. Bei Schmidt wird durch die Anordnung eines vollständigen Gegenstromprinzips im Hinterkessel das Speisewasser auf Kosten der abziehenden Feuergase vorgewärmt; aus beiden angeführten Gründen kann daher auch die Dampfentnahme bei den Schmidtschen Röhrenkesseln ohne nachtheilige Druckschwankungen eine variable sein.

Außer den bereits angeführten Vortheilen soll nicht unerwähnt bleiben, dass die Aufstellungs- und Mauerungskosten ein

Minimum betragen, so dass die Anschaffungskosten solcher Kesselanlagen trotz ihrer vielfachen Gliederung, einer bedeutend kostspieligeren, bis in die kleinsten Details auf das Gewissenhafteste durchgeführten Arbeit und Verwendung des vorzüglichsten Materials, noch wesentlich billiger sind, als die anderer Systeme.

Die Sicherheits-Röhrenkessel bieten also außer den folgenden Vortheilen aller bisherigen unexplodirbaren Kessel, und zwar:

1. Unbedingte Sicherheit gegen Explosion —
2. Leichte Controllirbarkeit und damit verbundene zuverlässige Betriebssicherung —
3. Geringen Raumbedarf —
4. Kohlenersparnis durch Einführung des hohen Dampfdruckes —
5. Schnelle Dampfentwicklung —
6. Leichten Transport, billige Montage und Einmauerung —

noch folgende wesentliche Vorzüge:

7. Rationelle und vollständige Ausnützung der Wärme der Heizgase durch richtige Gruppierung der Heizflächen und durch Einführung des Gegenstromprinzips —
8. Trocknen, event. überhitzten Dampf —
9. Keine nachtheiligen Druckschwankungen bei variabler Dampfentnahme —
10. Leichteres Reinigen der Rohre von Ruß und Kesselstein.\*)

---

\*)Zwei solche Kessel, welche nach genauer Rechnung je 149,6 qm Heizfläche hatten und für 10<sup>at</sup> Ueberdruck Betriebsdampfspannung dienten, waren von S. Huldshinsky & Söhne in Gleiwitz (Oberschlesien) auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 ausgestellt und in andauernd sehr angestrengtem Betrieb gestanden und haben den an sie gestellten, hinsichtlich des Dampfconsums sehr bedeutenden Anforderungen auf das Vollkommenste entsprochen. Die beiden Sicherheitsventile hatten nach dem Certificat je 59 mm mittleren Durchmesser.

Die außerhalb des Feuers gelegenen gusseisernen Sammelrohre *a*, *b*, *d*, *e* (Fig. 10, Taf. XXIII), an welche sich die schmiedeisernen Wasserrohre anschließen, wie in Fig. 14 und 15, Taf. XXIII, zu ersehen, erhalten für einen solchen Dampfkessel von 151,2 qm Heizfläche angeblich 160 resp. 150 mm lichten Durchmesser und 15 resp. 20 mm Wandstärke, die schmiedeisernen Wasserrohre von 92½ mm lichten Durchmesser erhalten 4½ mm

8. *Der De Naeyer-Kessel.* Derselbe ist auf Taf. XXV und XXVI dargestellt.\*) Er besteht in seiner vollkommeneren Einrichtung, wie hier gezeichnet, ebenfalls aus zwei hintereinander angeordneten Gruppen schmiedeiserner Wasserrohre, und einen

Wandstärke und 2,5 m Länge und war die Verbindung derselben untereinander derart hergestellt, dass an jedem Ende eines jeden Rohres ein Kopf aus schmiedbarem Eisenguss aufgeschraubt (Fig. 12, Taf. XXIII) und diese durch ebenfalls aus schmiedbarem Gusseisen hergestellte Bogenstücke mittels je zwei Hakenschrauben verbunden waren, wie in Fig. 13 bis 15, Taf. XXIII, zu ersehen. Diese Stücke aus schmiedbarem Guss hatten überall eine lichte Weite von nicht ganz 100 mm und 5 bis 6 mm Wandstärke. Das hintere Rohrsystem *A* (Fig. 10, Taf. XXIII) hatte  $5 \cdot 18 = 90$  Rohre, das vordere Rohrsystem *B* aber  $9 \cdot 11 = 99$  Rohre.

Der Wasser- und Dampfsammler hatte 800 mm Durchmesser, 3890 mm Länge und 10 mm Wandstärke; derselbe war der Länge nach geschweißt. Der zweitheilige Planrost hatte in jeder Hälfte 1900 mm Länge und 1015 mm Breite und somit eine totale Rostfläche von 3,857 qm. Derselbe war mit feuerfesten Ziegeln derart überwölbt (Fig. 8, Taf. XXIII), dass zwischen den einzelnen Bogenstücken entsprechend weite Spalten für die vom Rost aufsteigenden Heizgase offen blieben, durch welche diese treten mussten, um in den Raum *B* zu gelangen. Die totale Rauchschieberöffnung hatte 0,8 m Breite und 1,2 m Höhe.

Das Speisewasser wurde durch das untere Sammelrohr *a* (Fig. 10, Taf. XXIII) in den Kessel eingeführt. Dasselbe steigt im Hinterkessel *A* aufwärts und durch den Verbindungsstutzen des oberen Sammelrohres *b* in den Dampfsammler; aus diesem fällt dasselbe durch das Verticalrohr *c* in das Sammelrohr *d* und steigt von hier im Vorderkessel aufwärts. Das sich in letzterem bildende Gemisch von Dampf und Wasser steigt durch den Verbindungsstutzen des Sammelrohres *e* in den Dampfsammler, woselbst der Dampf ausgeschieden wird, von wo das Wasser mit dem aus dem Hinterkessel zutretenden Wasser durch das Verticalrohr *c* nach unten zurückfließt, so dass also bei normalem Wasserstande im Sammler, das Wasser im Vorderkessel fortwährend circulirt.

Ist der Wasserstand durch irgend welche Umstände bis zu dem in Fig. 9 und 10, Taf. XXIII, angegebenen tiefsten Wasserstand gesunken, so tritt aus dem Vorderkessel nur noch trockener event. überhitzter Dampf in den Dampfsammler ein.

Das selbstthätige Speiseventil erhält 60 mm Durchmesser und die beiden Sicherheitsventile je 65 mm mittleren Durchmesser.

\*) Nachstehende Tabellen enthalten die Hauptdimensionen, nach welchen De Naeyer-Kessel von De Naeyer & Co. in Willebroeck (Belgien) ausgeführt werden.

über der vorderen Gruppe liegenden Wasser- und Dampfsammler, wie der Schmidt'sche Kessel, aber die Rohre liegen nicht quer, sondern in der Richtung der Kesselachse, und nur die Rohre der

I. Tabelle der De Naeyer-Kessel mit Economiser.

Nominelle Pferdekräfte.	Anzahl der Röhren (120 mm Durchm., 3 m Länge)						Gesamtzahl der Röhren	Heizfläche in Quadrat- metern	Durchmesser des Dampfsammlers	Rost		Ungefähres Gewicht
	des Generators			des Economisers						Länge	Breite	
	In der Breite	In der Höhe	Summa	In der Breite	In der Höhe	Summa						
40	4	10	40	4	8	32	72	0,70	2	0,680	11500	
60	6	10	60	6	8	48	108	0,80	2	0,980	15200	
80	8	10	80	8	8	64	144	0,90	2	1,280	18900	
100	10	10	100	10	8	80	180	1,00	2	1,580	24500	
120	12	10	120	12	8	96	216	1,00	2	1,880	30000	
130	12	12	144	12	8	96	240	1,00	2	1,880	33000	
150	14	12	168	14	8	112	280	1,00	2	2,180	36500	

II. Tabelle der De Naeyer-Kessel ohne Economiser.

Nominelle Pferdekräfte	Röhrenzahl 120 mm Durchm., 3,58 m Länge			Heizfläche in Quadratmetern	Durchmesser des Dampfsammlers.	Rost		Sicherheits- Ventile		Annäherndes Gewicht
	In der Breite	In der Höhe	Summa			Länge	Breite	Zahl	Durch- messer	
45	6	10	60	79	0,80	2	0,98	2	100	11500
55	8	10	80	105	0,80	2	1,28	2	115	16000
70	8	12	96	126	0,90	2	1,28	2	140	17500
75	10	10	100	131	0,90	2	1,58	2	140	18500
85	10	12	120	158	1,00	2	1,58	2	140	20000
110	12	12	144	190	1,00	2	1,88	2	150	24000
125	14	12	168	220	1,00	2	2,18	4	120	27250

rückwärtigen Gruppe, welche als Vorwärmer (Economiser) dienen, liegen horizontal, die Rohre der vorderen über dem Rost liegenden Gruppe dagegen steigen gegen die Heizthüre zu an.

Das Speisewasser gelangt aus dem Druckrohr der Pumpe in das untere Sammelrohr der hinteren Rohrgruppe, steigt durch die Rohre und ihre — sie zu einer Rohrschlange oder zu Rohrbündeln vereinigenden — Rohrkappen nach aufwärts und tritt vorgewärmt durch das Verbindungsrohr nach oben in den Wasser- und Dampfsammler. Von hier fließt es durch einen Stutzen in die zwei rückwärtigen abwärtsführenden Rohre in das untere Sammelrohr, welches rückwärts unter der letzten Rohrreihe der vorderen Rohrgruppe liegt, steigt von hier durch die Rohre und ihre — sie zu Rohrbündeln vereinigenden Rohrkappen — in der vorderen Rohrgruppe wieder nach aufwärts in das vorn oben liegende Sammelrohr, aus welchem der Dampf durch die beiden seitlich aufsteigenden Verbindungsstutzen in den Dampfraum des Dampfsammlers gelangt. Wird der Kessel ohne die hintere Rohrgruppe ausgeführt, so gelangt das Speisewasser aus dem Druckrohr der Speisepumpe direct in den Wasser- und Dampfsammler.

Zum gusseisernen Wasserstandsrohr führt ein Dampfrohr vom Dom des Dampfsammlers und ein Wasserrohr vom unteren Sammelrohr der vorderen Rohrgruppe, wie insbesondere in Fig. 5, Taf. XXV, und Fig. 1, Taf. XXVI, zu ersehen.

Der Schlammhahn befindet sich rückwärts am unteren Sammelrohr der vorderen Rohrgruppe.

Als besonderes Constructionsdetail ist die metallische Dichtung der Rohrkappen durch genau eingepasste Doppelconusse zwischen Rohrkappen und Rohrköpfen anzuführen, welche in Fig. 1 bis 4, Taf. XXV, gezeichnet sind. Die Rohre sind voll auf Zug angeordnet.

Die Heizgase ziehen vom Rost aufsteigend in einer Schlangenumwindung zwischen den Wasserrohren der vorderen Gruppe hindurch, ziehen von da oben zur zweiten Rohrgruppe, welche sie in abwärts gerichtetem Zuge bestreichen und treten unten rückwärts in den breiten niedrigen Fuchs.\*)

\*) Von De Naeyer & Co. in Willebroeck (Belgien) waren fünf De Naeyer-Kessel, wovon zwei mit und drei ohne Economiser, von zusammen

Dieses Kesselsystem und das Schmidt'sche bilden die neueren dünnwandigen Wasserrohrkessel mit geringer Explosionsgefahr und großer Heizfläche bei geringem Raumbedarf, bei welchen der normale Wasserstand über den Rohren oben im Wasser- und Dampfsammler liegt, wonach auch der Wasserraum ein größerer ist, als bei den älteren dünnwandigen Wasserrohrkesseln.

9. *Die älteren dünnwandigen Wasserrohrkessel.* Dieselben bestehen aus dünnwandigen gegen den Horizont geneigt über einander liegenden Rohren von geringem Durchmesser, welche an den Stirnenden in verschiedener Weise durch gusseiserne Kappen verbunden sind. Sie lassen sich in zwei Gruppen eintheilen und zwar in *Kessel mit Rohrschlangen* und *Kessel mit Rohrbündeln*. Der Repräsentant der ersteren ist der *Bellevillekessel*, jener der letzteren der *Root'sche Kessel*.

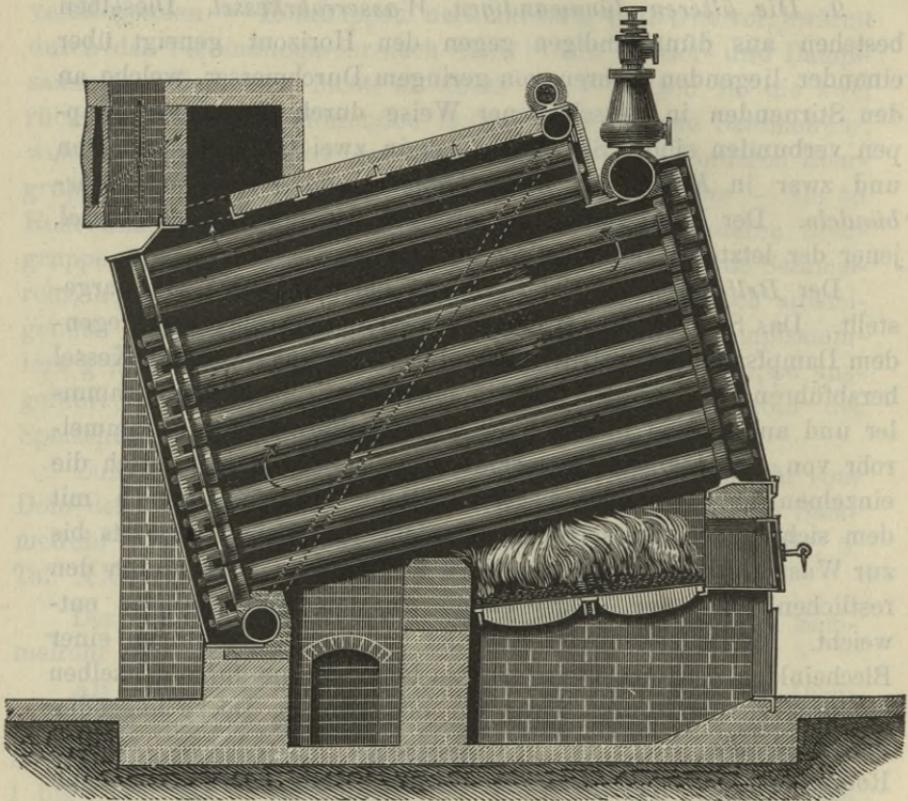
Der *Bellevillekessel* ist in Fig. 1 bis 6, Taf. XXVII, dargestellt. Das Speisewasser, welches zuerst in den oben querliegenden Dampfsammler eintritt, fließt durch ein links vorn am Kessel herabführendes verticales Rohr in einen verticalen Schlamm-sammler und aus diesem in das über der Heizthüre liegende Sammelrohr von rechteckigem Querschnitt und steigt von hier durch die einzelnen nebeneinander liegenden Rohrschlangen zugleich mit dem sich in den Wasserrohren entwickelnden Dampf aufwärts bis zur Wasserlinie, worüber der stark nasse Dampf allein durch den restlichen Theil der Rohrschlangen in den Dampfsammler entweicht. Im Dampfsammler aber ist der Dampf gezwungen einer Blecheinlage nach im Kreise sich zu bewegen, um durch denselben hindurch zu der hinter demselben oben an der Decke liegenden und im letzten Zuge von den Heizgasen bestrichenen Trocken-Rohrschlange zu gelangen, aus welcher er erst durch das Dampfventil (mit starker Drosselung) in das Dampfabflussrohr übertritt. Bei seiner Kreisbewegung im Dampfsammler wird ein großer Theil des vom Dampfe mitgerissenen Wassers aus demselben abgeschieden, welches mit dem Speisewasser wieder zum Schlamm-sammler

---

994 qm Heizfläche auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 in Betrieb. Dieselben bestanden aus Wasserröhren von 120 mm lichte Durchmesser, 5 mm Wandstärke, 3 bis 3,5 m Länge zwischen den Rohrköpfen und arbeiteten mit 8 at Ueberdruck. Dieselben hatten nominell für 800° Dampf zu liefern.

abfließt, und in der Trockenschlange findet weitere Dampftrocknung und wohl theilweise Ueberhitzung statt. In Folge des Schlangenganges von Dampf und Wasser kann es leicht vorkommen, dass die unteren Robre durch Dampf erfüllt sind und somit dem

Fig. 157.  
Längsschnitt



**Root'scher Kessel.**

Nach Ausführung von A. Büttner & Co. in Uerdingen am Rhein.

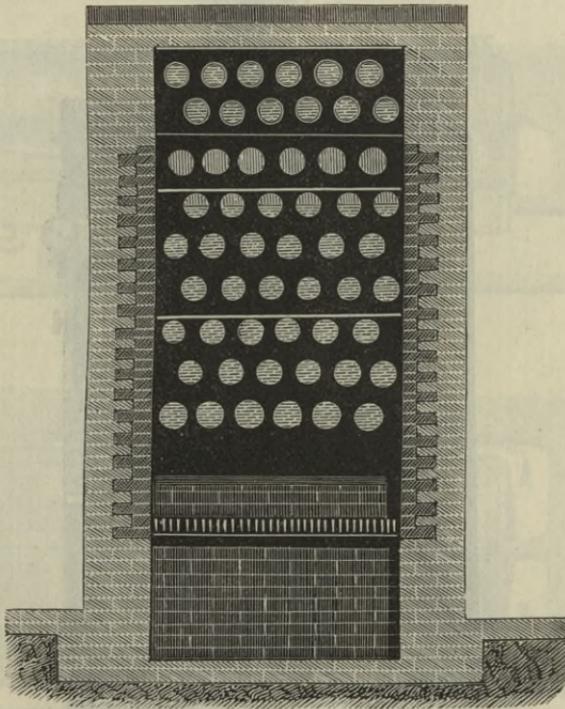
(Fig 157 bis 159.)

Glühendwerden, mindestens aber dem Verbiegen ausgesetzt sind, und es sind deshalb in den unteren vorderen Verschlusskappen Sicherheitspfropfen aus leicht schmelzbarem Metall angebracht. Diese Pfropfen schmelzen, wenn sich kein Wasser in den Röhren befindet, und der Dampf bläst bei der hierdurch entstehenden Oeffnung heraus und alarmirt den Heizer.

Die Speisung erfolgt hierbei continuirlich und die Regulirung der Speisewassermenge durch einen Hahn im Druckrohr und ein Ueberlaufventil.

Der Rost liegt unter den Rohren und die Heizgase steigen in einer Schlangenwindung zwischen den Rohren hindurch nach

Fig. 158.  
Querschnitt.



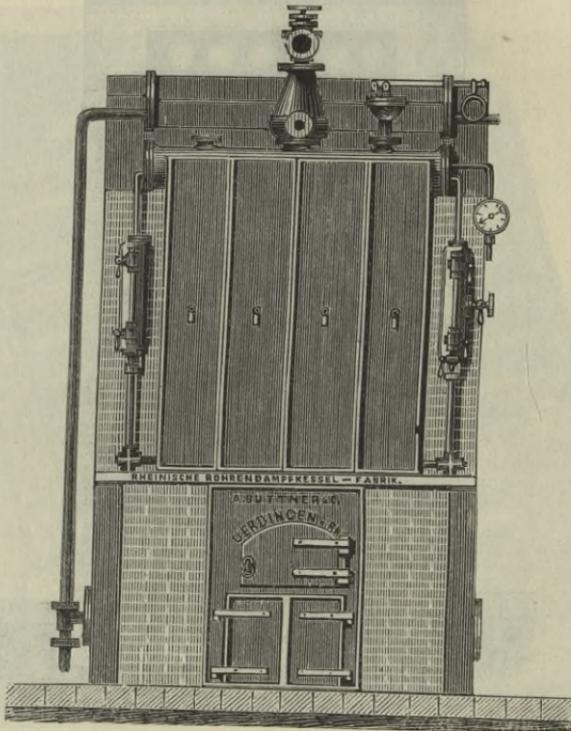
Root'scher Kessel.

aufwärts und ziehen oben rückwärts in den Fuchs; die Durchzugsöffnung in den Fuchs wird automatisch durch die unter Einwirkung des Dampfdruckes bewegte Rauchklappe regulirt, derart, dass der steigende Dampfdruck die Klappe schließt und umgekehrt.

Der *Root'sche Kessel*, welcher in Fig. 157 bis 159, Text, nach der Ausführung von *A. Büttner & Co.* in Uerdingen am Rhein dargestellt ist, enthält durchwegs nach gleicher Richtung gegen den Rost zu aufsteigende Rohre, welche voll auf Fug liegen

und durch Kappen an ihren Stirnenden so verbunden sind, dass der Dampf aus jedem Rohre durch die vorderen Verbindungskappen zum Dampfsammler aufsteigen kann, ebenso aber auch das Speisewasser, von dem rückwärts unter der letzten Reihe der Wasserrohre liegenden Sammelrohr (Schlammsammler), durch die rückwärtigen Verbindungskappen direct in jedes Rohr eintreten

Fig. 159.



Root'scher Kessel.

kann; darin aber liegt ein wesentlicher Vortheil der *Rohrbündel* des Root'schen Kessels gegenüber den *Rohrschlangen* des Bellevillekessels.

Der Rost liegt wieder unter den Rohren und die Heizgase steigen in einer Schlangenwindung zwischen den Rohren hindurch nach aufwärts und ziehen oben rückwärts in den Fuchs. In der Regel liegt noch oben im letzten Zuge eine Rohrschlange, durch

welche das von der Speisepumpe gelieferte Speisewasser vorgewärmt wird, aus welcher es nach abwärts in das hinten unter der tiefsten Rohrreihe liegende Sammelrohr fließt. Diese Rohrschlange kann durch Ventile ausgeschaltet werden, wonach das Wasser aus

Fig. 160.  
Längsschnitt.

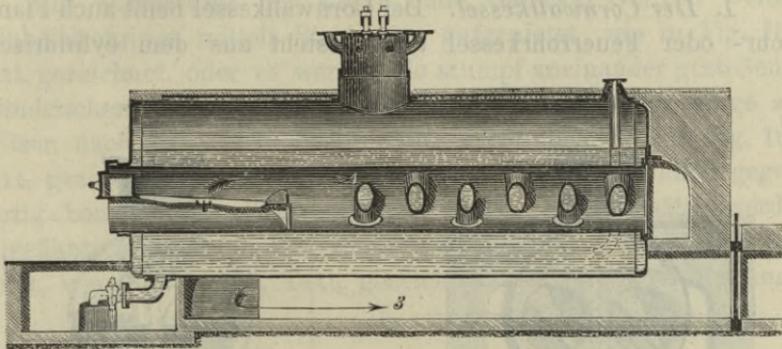
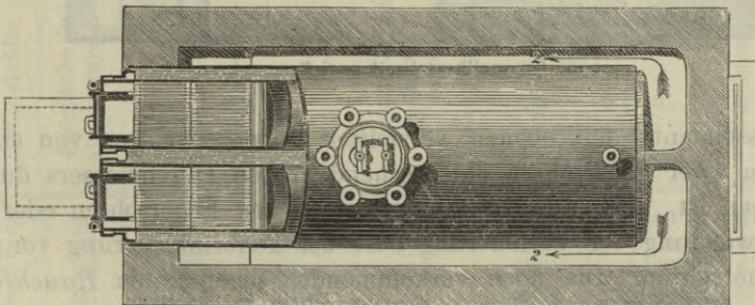


Fig. 161.  
Draufsicht.



Cornwallkessel mit zwei Feuerrohren und in diesen angebrachten Galloway-Stützen, nach Ausführung von C. Sulzberger & Co. in Flöha bei Chemnitz.

(Fig. 160 bis 163.)

dem Druckrohr der Pumpe unmittelbar in genanntes Sammelrohr eintritt.

Diese Kessel geben nebst rascher Dampfentwicklung ebenfalls sehr große Heizfläche bei kleinem Raumbedarf und heißen der geringen vorhandenen Explosionsgefahr wegen *inexplosible* Kessel oder Sicherheitskessel. Diese geringere Explosionsgefahr ist ein wichtiger Umstand, denn sie lässt solche Kessel oft besonders an-

gezeigt erscheinen, wenn auch der im Verhältnis zur Heizfläche kleine Dampf- und Wasserraum besonders aufmerksame Feuerung erfordert, weil sonst in kurzer Zeit ein ganz bedeutendes Sinken oder Steigen der Dampfspannung vorkommen kann.

*Die gebräuchlichsten Dampfkesselsysteme mit innerer Feuerung sind:*

1. *Der Cornwallkessel.* Der Cornwallkessel heißt auch Flammrohr- oder Feuerrohrkessel und besteht aus dem cylindrischen

Fig. 162.  
Querschnitt.

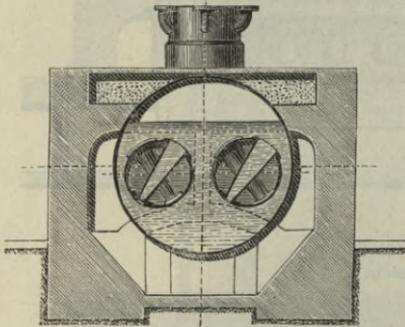
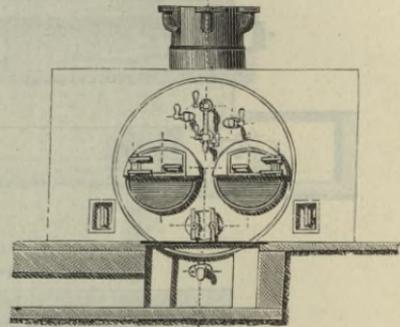


Fig. 163.  
Ansicht.



Cornwallkessel mit zwei Feuerrohren.

Kesselmantel mit ebenen versteiften Böden, welcher von einem oder zwei Feuerrohren entsprechend großen Durchmessers durchzogen ist. Der Rost liegt entweder in den Feuerrohren oder bei Anwendung der Vorfeuerung oder der Tenbrinkfeuerung vor den Feuerrohren. Die noch vorkommenden sogenannten *Rauchrohrkessel*, d. i. Kessel, welche in ihrer Construction mit den Cornwallkesseln übereinstimmen, bei welchen jedoch der Rost unter dem Kesselmantel liegt und der erste Zug unter dem Kessel hinstreicht, sind aus naheliegenden Gründen unzweckmäßig.

In Fig. 160 bis 163, Text, ist ein Cornwallkessel mit zwei Feuerrohren und innenliegender Feuerung, mit der zugehörigen Einmauerung gezeichnet,\*) welcher zur Vergrößerung der Heiz-

\*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Kessel von C. Sulzberger & Co. in Flöha bei Chemnitz gebaut werden.

fläche in den Feuerrohren sogenannte *Galloway-Stutzen* einge-  
nietet enthält, d. i. conische oben erweiterte gegenseitig geneigte  
Rohre, welche den sich unten bildenden Dampfbläschen das Auf-  
steigen erleichtern, die Wassercirculation fördern und die Feuer-  
rohre gegen das Eindrücken durch den außen auf sie drückenden  
Dampfdruck sehr wirksam versteifen.

Zur Versteifung der Rohre ohne Galloway-Stutzen werden  
Winkelleisenringe mittels Stehbolzen aufgenietet, wie in Fig. 164,  
Text, gezeichnet, oder es werden die stumpf aneinander gestoßenen  
cylindrischen, gleichweiten Rohrsätze durch aufgelegte Ringe aus  
Eisen nach Art der Laschennietung verbunden, wie in Fig. 165,  
Text, gezeichnet, oder endlich und am besten und auch gegen-  
wärtig bereits fast allgemein angewendet: die Rohrsätze werden  
umgeflantscht und mit Zwischenringen für das Verstemmen ver-  
nietet, wie in Fig. 166, Text, gezeichnet, weil diese Verbindungs-

Tabelle der Cornwall-Dampfkessel mit zwei Feuerrohren.

Anzahl der Pferdekkräfte	Heizfläche in Quadratmeter	Durch- messer des Hauptkessels. mm	Länge mm	Lichter Durch- messer des Feuerrohrs mm	Gewicht des Kessels bei		Durchmesser des Dampfdoms mm
					5 Atm.   6 Atm.		
					Ueberdruck		
Kg.	Kg.						
12	19	1400	3650	500	3240	3640	670
16	25	1400	4800	500	4050	4350	670
20	32	1400	5950	500	4800	5400	670
16	25	1570	4400	550	4430	5000	670
20	32	1570	5550	550	5330	6020	670
24	36	1570	6190	550	5800	6570	670
20	32	1725	5100	600	5750	6630	670
24	36	1725	5700	600	6270	7270	670
30	46	1725	7150	600	7550	8800	670
30	46	1885	6350	700	8360	9460	800
35	53	1885	7250	700	9330	10570	800
40	60	1885	8150	700	10280	11680	800
40	60	2000	7600	750	10890	12280	800
45	68	2000	8550	750	11920	12220	800
45	68	2100	8100	800	12840	14260	800
50	75	2100	8900	800	13800	15480	800
50	75	2200	8450	850	14250	15950	800
60	90	2200	10050	850	16600	18600	800

art zugleich eine gewisse Elasticität der Feuerrohre im Hinblick auf die Längenausdehnung ergibt.

Die Heizgase ziehen vom Rost im ersten Zuge durch die Feuerrohre, im zweiten Zuge zu beiden Seiten des Kessels zurück und endlich im dritten Zuge unter dem Kessel nach rückwärts und treten am rückwärtigen Ende des Kessels in den Fuchs. Bei entsprechend großer Heizfläche können dieselben im letzten Zuge auch über dem Dampfraum des Kessels hingeführt werden, um noch die Dampftrocknung zu bewirken.

Fig. 164.

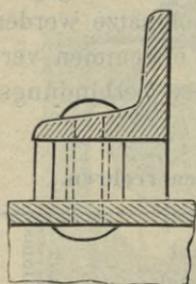


Fig. 165.

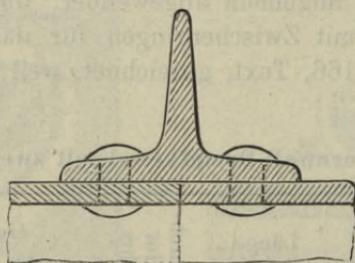
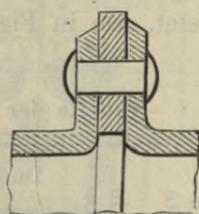


Fig. 166.



Versteifungsringe für Flammrohrkessel.

Das Speiserohr tritt am rückwärtigen Ende von oben in den Kessel und der Schlammhahn sitzt vorn unten, wie insbesondere in Fig. 160, Text, zu ersehen.

Um beim Kesselputzen auch den Raum zwischen der inneren Wandfläche des cylindrischen Kesselmantels und dem Feuerrohr, sowie zwischen den Feuerrohren selbst hinreichend zugänglich zu haben, soll die geringste Entfernung dortselbst wenigstens 130 bis 150 mm betragen.

In Fig. 7 bis 9, Taf. XXVII, ist ein Cornwallkessel mit einem Feuerrohr und innen liegender Feuerung, mit der zugehörigen Einmauerung gezeichnet.\*)

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Kessel von der Filiale der Maschinenfabrik Esslingen in Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt, gebaut werden.

Die Heizgase ziehen im ersten Zuge durch das Feuerrohr nach rückwärts, theilen sich am rückwärtigen Ende und bestreichen den Kessel im zweiten Zuge zu beiden Seiten nach vorn, vereinigen sich vorn abfallend unter dem Kessel und ziehen im letzten Zuge unter dem Kessel nach rückwärts und gelangen am rückwärtigen Ende des Kessels in den Fuchs.

In Fig. 1 bis 4, Taf. XXVIII, ist ein Cornwallkessel mit zwei Feuerrohren, bei welchem ein Treppenrost mit Vorfeuerung zur Anwendung gebracht ist, sammt der zugehörigen Einmauerung gezeichnet. Die Züge sind genau so angeordnet, wie beim Cornwallkessel mit Innenfeuerung.

In Fig. 167, Text, ist der vordere Theil eines Cornwallkessels mit Tenbrink-Feuerung gezeichnet, bei welchem ebenfalls der erste Zug durch die Feuerrohre und der letzte Zug unter dem Kessel hinzieht.

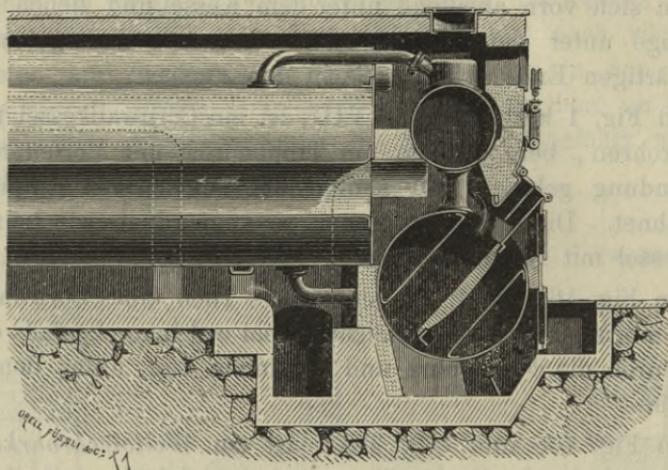
In Fig. 168 und 169, Text, ist ein Wellblechrohrkessel gezeichnet, d. i. ein Cornwallkessel, bei welchem statt eines versteiften Feuerrohres aus glattem Blech ein solches aus Wellblech, von *Schulz, Knaudt & Co.* in Essen angewendet ist, welches in

Tabelle der Cornwallkessel mit einem Feuerrohr.

Heizfläche in Quadratmeter	Pferdekräfte	Länge <i>L</i> des Kessels und des Feuerrohres in Meter	Durchmesser		Ungefähres Gewicht in Kilog. bei		Gewicht der Ofen-Armatur in Kilog. circa
			Kessel-	Feuer- rohr	5	6	
			<i>D</i>	<i>d</i>	Atmosphären		
			in Meter				
5	4	1,9	0,9	0,4	1300	1450	350
7,5	6	2,7	1,1	0,5	1800	2000	450
10	8	2,9	1,2	0,6	2400	2650	550
12,5	10	3,7	1,2	0,6	2550	2850	650
15	12	4,3	1,2	0,6	2950	3250	800
20	16	4,9	1,4	0,7	4050	4500	1000
25	20	5,3	1,5	0,8	5100	5600	1100
35	28	7,5	1,5	0,8	7000	7750	1300
45	36	8,7	1,7	0,9	9250	10000	1500
55	44	9,9	1,8	0,9	11250	12500	1650

der Längsrichtung eine größere Elasticität besitzt und gegen den äußeren Druck durch die Wellenform in ausreichendem Maße ver-

Eig. 167.



**Cornwallkessel mit Tenbrink-Feuerung**  
nach Ausführung von Escher, Wyss & Co. in Zürich.

steift ist, und für 6 Atmosphären Dampfüberdruck bei 1300 bis 1350 mm äußerem Durchmesser nur 10 bis 11 mm Wandstärke er-

Fig. 168.  
Ansicht.

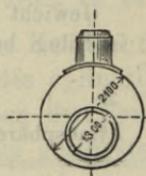
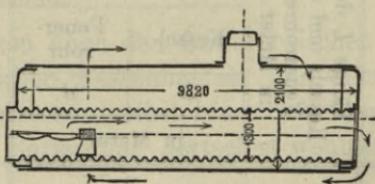


Fig. 169.  
Durchschnitt.



**Flammrohrkessel mit Wellblechrohr**  
von Schulz, Knaut & Co. in Essen (Rheinpreussen).

hält, überdies eine Heizfläche gleich 1,14 mal derjenigen eines gleich großen glatten Rohres ergibt.)\* Der Rost liegt im Feuer-

\*) Die Wellblechrohre weisen in der Länge  $3\frac{1}{2}$  bis  $13\frac{1}{2}$  Wellen mit 151 mm Wellentheilung und 45 mm äußerem Wellenradius auf. Dieselben

rohr. Die Feuerzüge sind durch Pfeile angedeutet und geht der letzte Zug über dem Dampfraum hin.

In Fig. 170 und 171, Text, ist der sogenannte *Seitenrohrkessel* mit Wellblechrohr von *Schulz, Knaudt & Co.* in Essen, sammt der zugehörigen Einmauerung gezeichnet. Die seitliche Anordnung des Feuerrohres erleichtert das Putzen des Kessels unter dem Feuerrohr und befördert die Wassercirculation im Kessel. Der Rost liegt wieder im Feuerrohr.

Bei der Einmauerung der Cornwalkessel legt man zweckmäßig die Feuerlinie in den beiden äußeren seitlichen Feuer-

sind der Länge nach geschweißt und werden die einzelnen Rohrsätze entweder in einander geschoben und vernietet, wie in Fig. 170, Text, gezeichnet, oder sie werden an den Enden umgefantscht und mit Zwischenringen von 13 mm Dicke für das Verstemmen vernietet, wie in Fig. 166, Text, gezeichnet.

Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen Seitenrohrkessel mit einem Wellblechrohr (System Fox von Schulz, Knaudt & Co.) von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei in Görlitz ausgeführt werden.

**Tabelle der Seitenrohrkessel mit einem Wellblechrohr.**

Laufende Nr.	Durchmesser			Länge des Kessels	Dom		Heizfläche	Gewicht bei 6 at Ueberdruck	
	des Kessels	des Wellblechrohres			Durchmesser	Höhe		des Kessels	der Armatur
		m	innerer						
1	1,570	0,800	0,900	5,2	0,7	0,7	27,5	5450	1800
2	1,625	0,850	0,950	6	0,7	0,7	35,5	6600	1900
3	1,725	0,900	1,000	6	0,8	0,8	39,0	7250	2000
4	1,725	0,900	1,000	7	0,8	0,8	46,0	8100	2100
5	1,825	1,000	1,100	7	0,85	0,85	50,0	9050	2250
6	1,825	1,000	1,100	8	0,85	0,85	57,5	10000	2400
7	1,930	1,050	1,150	8	0,90	0,90	60,0	10950	2550
8	1,930	1,050	1,150	9	0,90	0,90	67,5	12000	2700
9	2,030	1,150	1,250	9	0,95	0,95	73,0	13850	2350
10	2,030	1,150	1,250	10	0,95	0,95	81,5	15000	3000
11	2,130	1,200	1,300	10	1,00	1,00	85,1	16100	3200
12	2,230	1,250	1,350	10	1,00	1,00	88,4	17500	3400

zügen etwas höher als die höchste Stelle des Feuerzuges in den Feuerrohren und legt den tiefsten Wasserstand oder die Wasserlinie 100 mm über die Feuerlinie der äußeren seitlichen Züge, um

Fig. 170.

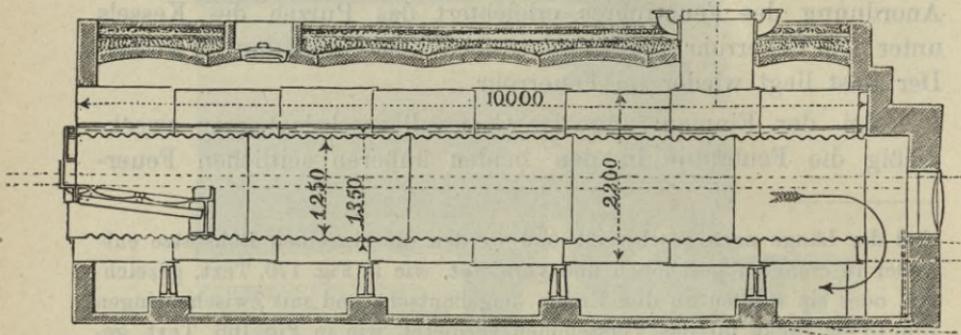
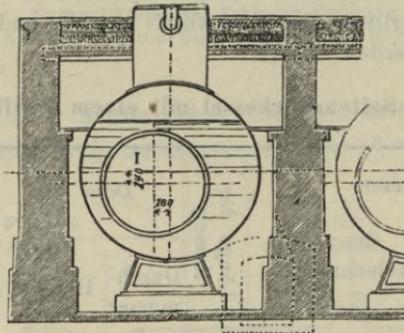


Fig. 171.



Seitenrohrkessel

nach Ausführung von Schulz, Knaut & Co. in Essen.

die Feuerrohre bei etwa sinkendem Wasserstande eher vor der Gefahr des Erglühens zu schützen.

2. *Der Fairbairn-Kessel.* Derselbe gleicht äußerlich vorn dem Cornwallkessel mit zwei Feuerrohren; die beiden Feuerrohre gehen jedoch nur bis hinter die Feuerbrücke, wo sie in die Combustionskammer münden und bilden somit den zweitheiligen Planrost oder Fairbairn'schen Rost. Die Combustionskammer aber

Fig. 173.

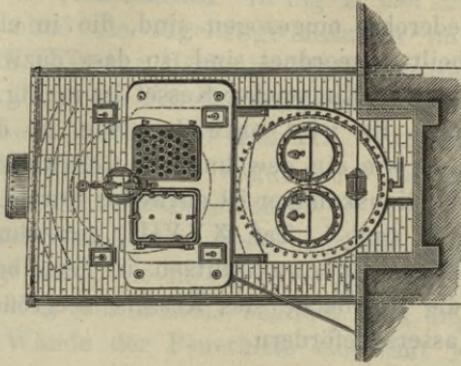
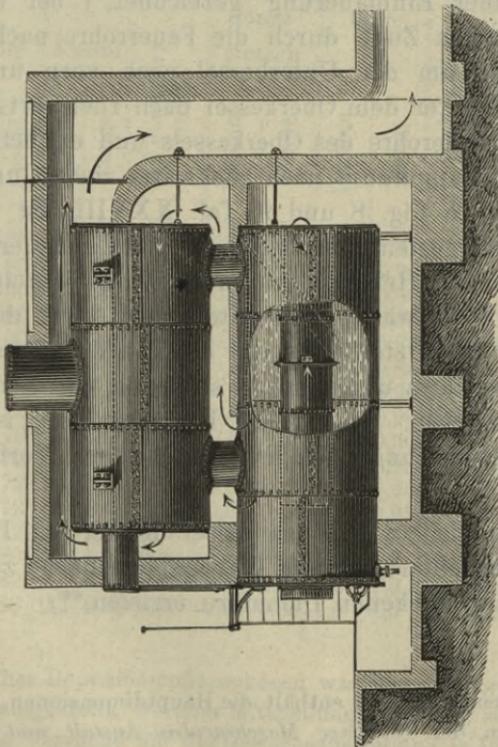


Fig. 172.



**Combinirter Cornwall-Röhrenkessel**

nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei in Görlitz.

ist rückwärts durch eine Rohrwand geschlossen, in welche eine größere Anzahl Siederohre eingezogen sind, die in einer oder in zwei Gruppen getheilt, angeordnet sind, so dass dazwischen Platz zum Kesselputzen bleibt. Ein solcher Kessel ist in Fig. 5 bis 7, Taf. XXVIII, gezeichnet. Er wird entweder, wie in dieser Figur gezeichnet, oder auch wie ein gewöhnlicher Cornwallkessel eingemauert. Die Combustionskammer ist entweder durch T Eisen versteift, wie in Fig. 5 und 7, Taf. XXVIII, gezeichnet, oder es werden zur Versteifung Galloway-Stützen in derselben angewendet, die zugleich die Heizfläche des Kessels vergrößern und die Circulation des Wassers befördern.

3. *Der combinirte Cornwall-Röhrenkessel*, auch Tischbeinkessel genannt. Derselbe besteht aus einem kurzen Cornwallkessel und darüberliegendem, durch zwei Rohrstützen damit verbundenem horizontalen Röhrenkessel. In Fig. 172 und 173, Text, ist ein solcher Kessel mit seiner Einmauerung gezeichnet,\*) bei welchem die Heizgase im ersten Zuge durch die Feuerrohre nach rückwärts, im zweiten Zuge um den Unterkessel nach vorn und aufwärts, im dritten Zuge unter dem Oberkessel nach rückwärts, im vierten Zuge durch die Siederohre des Oberkessels und endlich im fünften Zuge über dem Dampfraum nach rückwärts ziehen und dort zum Fuchs abfallen. In Fig. 8 und 9, Taf. XXVIII, ist dagegen ein solcher Kessel dargestellt, bei welchem die Einmauerung so ausgeführt ist, dass die Heizgase im ersten Zuge durch die beiden Feuerrohre nach rückwärts, im zweiten Zuge durch die Siederohre nach vorn und im letzten Zuge um die ganze äußere Kesseloberfläche nach rückwärts und abwärts streichen und von dort unten in den Fuchs abziehen. In Fig. 125, Text (Seite 240), ist ein solcher Kessel mit Einmauerung nach letzterer Art, mit Vorfeuerung abgebildet.

In neuerer Zeit wird auch dieser Kessel als Doppeldampf-raum-Kessel ausgeführt, um die Wasserspiegelfläche zu vergrößern und mithin mehr trockenen Dampf zu erzielen.\*\*)

---

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Kessel von der *Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei in Görlitz* ausgeführt werden.

4. *Der Locomobilkessel.* In Fig. 2, Taf. XXIX, ist ein Locomobilkessel ohne die zugehörige Armatur im Längsschnitt, in Fig. 1, Taf. XXIX, zur Hälfte in der Stirnansicht, zur Hälfte im Querschnitt durch die Feuerkiste (Feuerkasten, Feuerbüchse, Fire-box) gezeichnet; in Fig. 174 und 175, Text, ein Locomobilkessel mit aufmontirter Maschine, angewendet für eine halbstationäre Dampfmaschine oder Halblockomobile.

Der Feuerraum liegt in der Feuerkiste, in welche unten der Rost eingelegt wird, wie in Fig. 174 und 175, Text, zu ersehen. An der Stirnseite des Kessels befindet sich die Heizthüröffnung. Die ebenen Wände der Feuerkiste sind mit jenen des Kessel-

Tabelle der combinirten Cornwall-Röhrenkessel.

Laufende Nr.	Oberkessel				Unterkessel			2 Verbindungsstutzen		Dom		Wasserheizfläche in Quadratmeter.	Ungefährtes Kesselgewicht in Kilogramm bei 6 Atmosphären Ueberdruck	Kessel u. Ofen-Armatur Gewicht ca. Kg.	Treppe und Bühne Gewicht ca. Kg.
	Kessel		Rohre		Kessel		2 Feuerrohre	Durchm.	Länge	Durchm.	Länge				
	Durchm.	Länge	äußerer Durchm.	Anzahl	Durchm.	Länge	Durchm.								
m	m	mm		m	m	m	m	m	m	m					
1	1,7	2,1	95	60	1,7	2,8	0,60	0,50	0,30	0,80	0,80	65,0	7700	3300	400
2	1,7	2,4	95	60	1,7	3,1	0,60	0,50	0,30	0,80	0,80	74,5	8350	3450	400
3	1,8	2,7	95	60	1,8	3,4	0,65	0,50	0,30	0,85	0,85	84,0	9900	3600	450
4	1,8	3,1	95	60	1,8	3,8	0,65	0,50	0,30	0,85	0,85	94,3	10700	3800	450
5	1,8	3,4	95	60	1,8	4,1	0,65	0,50	0,30	0,85	0,85	103,3	11400	4000	450
6	1,9	3,3	95	72	1,9	4,1	0,70	0,60	0,40	0,90	0,90	114,4	13500	4300	500
7	1,9	3,6	95	72	1,9	4,4	0,70	0,60	0,40	0,90	0,90	125,0	14300	4600	500
8	1,9	3,9	95	72	1,9	4,7	0,70	0,60	0,40	0,90	0,90	135,5	15000	4900	500
9	2,0	4,1	95	72	2,0	5,0	0,75	0,60	0,40	0,95	0,95	145,6	17100	5200	550
10	2,0	4,4	95	72	2,0	5,3	0,75	0,60	0,40	0,95	0,95	156,3	18000	5500	550
11	2,0	4,7	95	72	2,0	5,6	0,75	0,60	0,40	0,95	0,95	167,0	18900	5800	550
12	2,0	5,0	95	72	2,0	5,9	0,75	0,60	0,40	0,95	0,95	177,7	19800	6100	550
13	2,1	4,8	95	80	2,1	5,7	0,80	0,60	0,50	1,0	1,0	183,0	20500	6400	600
14	2,1	5,1	95	80	2,1	6,0	0,80	0,60	0,50	1,0	1,0	194,7	21500	6700	600
15	2,1	5,4	95	80	2,1	6,3	0,80	0,60	0,50	1,0	1,0	206,5	22500	7000	600

\*\*) Ein solcher Doppeldampfraumkessel war von Jacques Piedboeuf in Düsseldorf 1880 ausgestellt, worüber Mittheilungen in dem schätzenswerten „Bericht über die Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1880“ von H. v. Reiche enthalten sind.

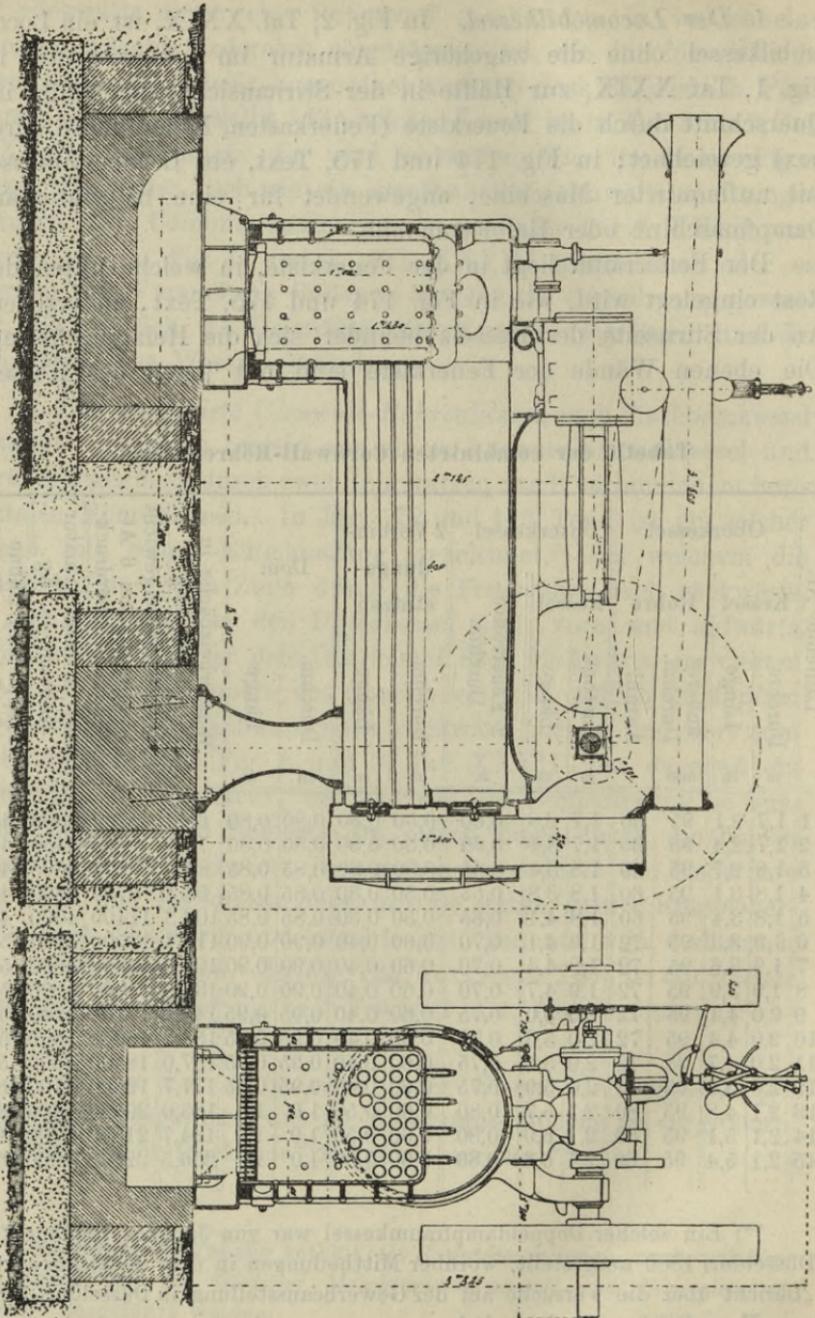


Fig. 175.

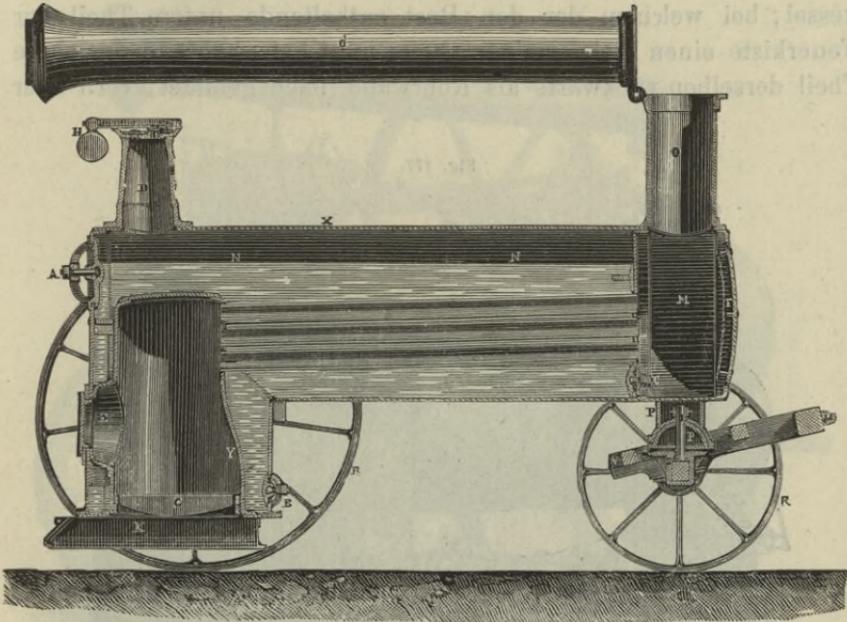
Fig. 175.

**Halblocomobile von Challegny & Guyot-Stonnest (Maison Galia) in Paris.**

Heizfläche 16,5 qm; Dampfspannung 6 at Ueberdruck; Umdrehungszahl der Kurbel 70 pro Minute; Kolbendurchmesser der Maschine 280 mm; Kolbenhub 450 mm; Totalgewicht 6000 kg.

mantels durch Stehbolzen verankert und die Decke der Feuerkiste ist durch darüber gelegte Bügel und Ankerschrauben versteift. Die flache Stirnwand des Kessels ist bei dem Kessel in Fig. 1 und 2, Taf. XXIX, überdies durch drei Ankerschrauben mit der

Fig 176.



Locomobil-Kessel von Hermann Lachapelle in Paris.

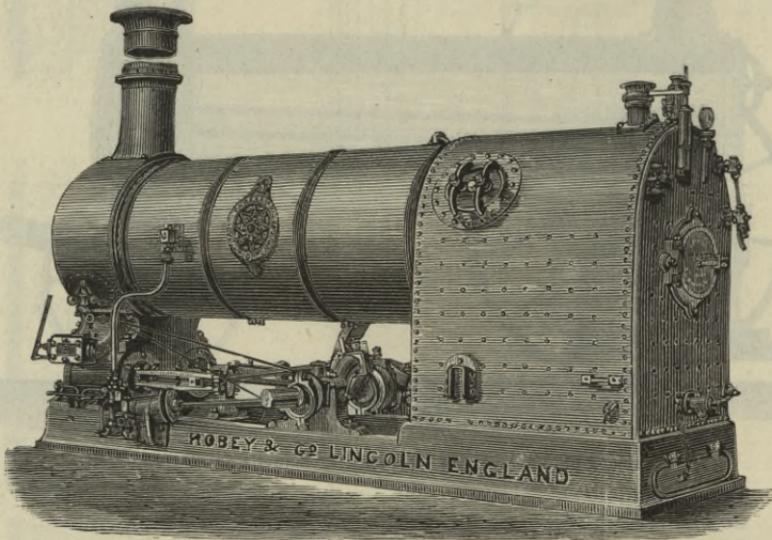
- |                            |   |
|----------------------------|---|
| <i>A</i> Mannloch          | <i>NN</i> Normalwasserstand   |
| <i>BC</i> Putzlöcher       | <i>O</i> Schornsteinuntersatz   |
| <i>D</i> Dom               | <i>P</i> Kesselträger zur Stützung auf<br>die Radachse mit Kugel-<br>gelenk |
| <i>E</i> Heizthüre         | <i>RR</i> Wagenräder  |
| <i>F</i> Rauchkammer-Thüre | <i>x</i> Kesselmantel   |
| <i>G</i> Rost              | <i>y</i> Feuerkiste.  |
| <i>H</i> Sicherheitsventil |   |
| <i>K</i> Aschenkasten      |   |
| <i>M</i> Rauchkammer       |   |

Rohrwand in der Rauchkammer verbunden. Durch die beiden Rohrwände (Feuerkisten-Rohrwand und Rauchkammer-Rohrwand) gehen die Siederohre hindurch, durch welche die Heizgase aus der Feuerkiste in die Rauchkammer ziehen, um dann sofort durch den gewöhnlich (wie in Fig. 174, Text) unmittelbar auf die Rauch-

kammer aufgesetzten Blechschornstein in die freie Luft zu entweichen. In letzteren wird auch der von der Maschine abziehende Auspuffdampf geleitet, und hierdurch der Zug durch Blasrohrwirkung verstärkt.

Die Feuerkiste der besprochenen Kessel ist im Horizontalschnitt rechteckig. Fig. 176, Text, zeigt dagegen einen Locomobilkessel, bei welchem der den Rost enthaltende untere Theil der Feuerkiste einen kreisförmigen Querschnitt hat, während der obere Theil derselben rückwärts als Rohrwand flach gebildet, vorn aber

Fig. 177.



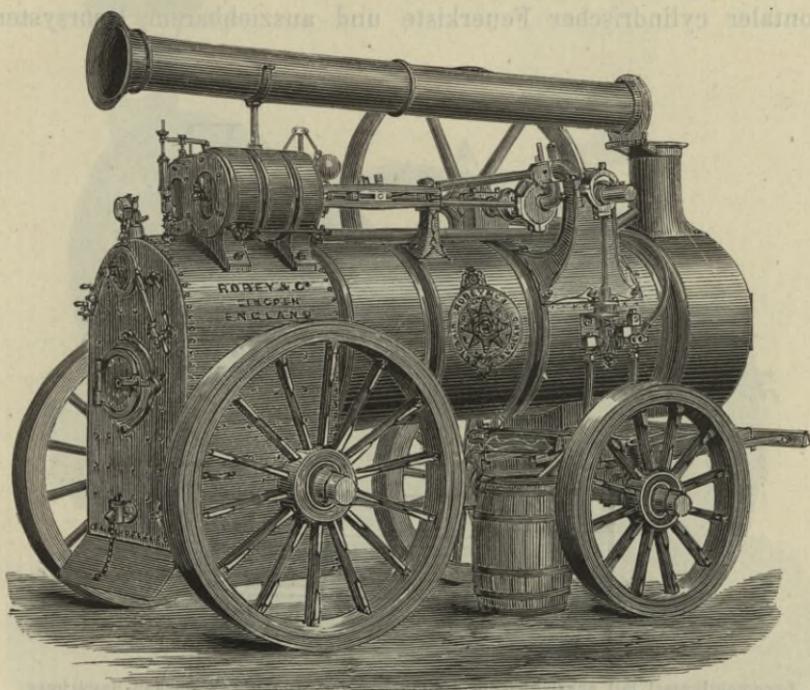
Halblocomobile von Robey &amp; Co. in Lincoln (England).

cylindrisch ist. Dieser Kessel gestattet zugleich sehr gute Reinigung der Rohre von Kesselstein, indem er geräumig ist, um das Befahren durch das Mannloch über der Feuerkiste zu gestatten und der Zwischenraum zwischen den einzelnen Siederohren 30 mm beträgt.

Fig. 177, Text, zeigt die Anwendung eines Locomobilkessels bei einer halbstationären Dampfmaschine (Halblocomobile) auf einem gusseisernen Fundamentrahmen montirt, welcher auf ein

gemauertes Fundament zu liegen kommt. An der Seite der Feuerkiste ruht der Kessel unmittelbar auf dem Fundamentrahmen, bei der Rauchkammer aber liegt er auf dem Gussstück, welches die beiden Dampfzylinder enthält.\*)

Fig. 178.



Locomotive von Robey &amp; Co. in Lincoln (England).

Fig. 178, Text, zeigt die Anwendung eines Locomobilkessels bei einem Locomobile auf Räder montirt, zu zeitweiligem Trans-

\*) Solche Halblocomobile oder Halbstationäre Dampfmaschinen eignen sich ganz besonders für den täglich bloß einige Stunden andauernden Betrieb von Dynamomaschinen für die elektrische Beleuchtung und waren auch zu solchem Zwecke von Robey & Comp. in Lincoln (England) drei nach Fig. 177, Text, gebaute Halblocomobile auf der intern. elektrischen Ausstellung in Wien 1883 in Thätigkeit, und zwar eine mit 36, eine mit 24 und eine mit 18 effektiven Pferdekraften (24, 16, 12<sup>n</sup> nominell).

port eingerichtet. Beim Transport wird der Blechschornstein umgelegt, wie hier gezeichnet. Bei der Aufstellung am Arbeitsplatze werden die Räder auf Holzunterlagen gestellt, welche der Rundung des Radkranzes angepasst und auf einem hölzernen Rahmen befestigt oder in anderer Weise festgestellt sind.

In Fig 179 und 180, Text, ist ein Locomobilkessel mit horizontaler Feuerkiste und ausziehbarem Rohrsystem

Fig. 179.

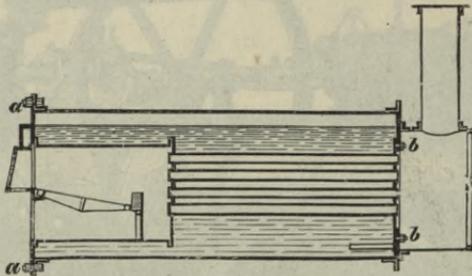
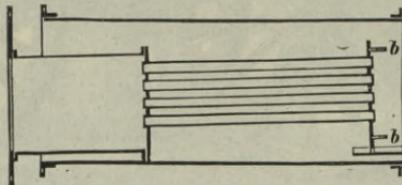


Fig. 180.



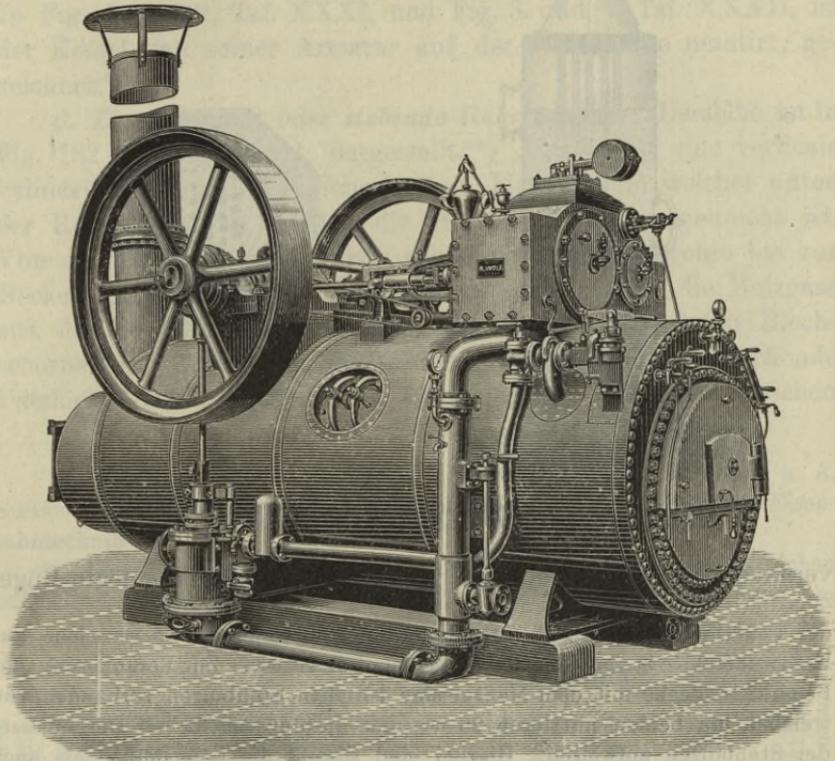
Locomobilkessel mit ausziehbarem Rohrsystem von R. Wolf in Buckau-Magdeburg.

*a b* zu lösende Schrauben um das Rohrsystem ausziehen zu können.

gezeichnet, welcher bei der in Fig. 181, Text, dargestellten halbstationären zweicylindrigen Dampfmaschine (Compound-Maschine, Compound-Locomobile mit Condensation) angewendet ist. In Fig. 5 bis 8, Taf. XXIX, sind die cotirten Detailzeichnungen eines Kessels gleicher Art zu sehen. Das ausziehbare Rohrsystem ermöglicht die vollständige Beseitigung des Kesselsteins beim Kesselputzen, indem durch das Herausziehen der Feuerkiste und der daran befestigten Siederohre alle Theile zugänglich sind, und bietet auch die im Hinblick auf die Sicherheit des Betriebes sehr wertvolle Annehmlichkeit einer leichten Revision der Innenwände

des Kessels. In der Ansichtsfigur 181, Text, ist der Kessel mit dem zum Schutze gegen die Wärmeausstrahlung angebrachten Mantel (von Holz oder künstlichem Kork mit Eisenblech umkleidet) gezeichnet, und auch die Aufstellungsart des Kessels ersicht-

Fig. 181.



Compound-Locomotive von R. Wolf in Buckau-Magdeburg.

lich. In Fig. 3, Taf. XXIX, ist ein Locomobilkessel mit Tenbrink-Feuerung gezeichnet.

5. *Der Locomotivkessel.* Ein solcher ist in Fig. 1 bis 4, Taf. XXX, mit Hinweglassung der Armatur gezeichnet.\*) Derselbe

\*) Es ist dies der Kessel einer Güterzugmaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn, und den Mittheilungen über die Weltausstellung in Paris 1878 aus *Engineering* Oct. 1878, S. 271, entnommen. Die Feuerkiste ist aus Kupfer, der Kesselmantel aus Bessemerstahl hergestellt. Die Blechdicke

enthält eine im Horizontalschnitt rechteckige Feuerkiste (Feuerkasten, Fire-box), welche mit dem äußeren Mantel durch Stehbolzen

Fig. 182.  
Durchschnitt.

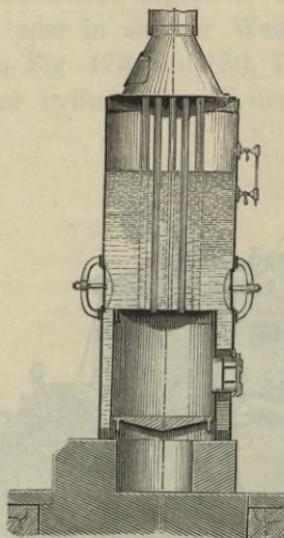
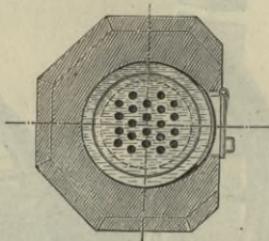


Fig. 183.  
Draufsicht.



**Verticaler Röhrenkessel**

nach Ausführung von C Sulzberger & Co. in Flöha bei Chemnitz.

verankert und häufig auch an der Decke durch übergelegte Bügel

der Feuerkistenwände mit Ausnahme der Rohrwand ist 15 mm, jene der Rohrwand 25 mm und jene des Kesselmantels 12 mm. Zur Verankerung der Feuerkistendecke mit dem Mantel sind 4 Reihen Stehbolzen vorhanden, von welchen die beiden mittleren 26 mm und die äußeren 32 mm Durchmesser der Stehbolzen aufweisen. Hierbei sind sowohl die Längsnähte als auch die Quernähte des Mantels doppelt genietet. Die Zahl der Siederohre ist 195, deren innerer Durchmesser 48 mm, äußerer Durchmesser 52 mm, ihr Wandstärke sonach 2 mm und ihre freie Länge zwischen den beiden Rohrwänden 4110, also ihre ganze Länge incl. Bord 4170 mm. Die Heizfläche beträgt in der Feuerkiste 9,3 qm, jene der Siederohre außen 132 qm, sonach die totale Heizfläche 141,3 qm. Die Rostfläche beträgt 1,94 qm, und es ist somit das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche 1 : 72,5. Die Dampfspannung beträgt 9,5 at Ueberdruck.

Die beiden Cylinder der zugehörigen Maschine haben Kolben von 435 mm Durchmesser und der Kolbenhub beträgt 632 mm. Der Gewicht der Locomotive im ausgerüsteten Zustande beträgt 35,55 t, ihre Fahrgeschwindigkeit 18 km pro Stunde und der Durchmesser der Locomotivräder 1186 mm.

und Ankerschrauben versteift ist. Aus der Feuerkiste ziehen die Heizgase durch die Siederohre, welche in den beiden Rohrwänden (Feuerkisten-Rohrwand und Rauchkammer-Rohrwand) befestigt sind, in die Rauchkammer und von hier in den darauf ruhenden Blechschornstein, dessen Zug durch ein Blasrohr vermittels des von der Maschine abziehenden Dampfes künstlich gesteigert wird. In Fig. 1 und 2, Taf. XXXI, und Fig. 3 und 4, Taf. XXXII, ist der Kessel mit seiner Armatur auf der Locomotive montirt, gezeichnet.\*)

6. *Der verticale oder stehende Röhrenkessel.* Derselbe ist in Fig. 182 und 183, Text, dargestellt.\*\*) Er besitzt eine verticale cylindrische Feuerkiste (Feuerbüchse, Fire-box), in welcher unten der Rost liegt und seitlich die Heizthüröffnung angebracht ist. Von der Decke der Feuerkiste gehen verticale Siederohre bis zur Decke des cylindrischen Kesselmantels und führen die Heizgase aus der Feuerkiste in den oben am Kessel aufgesetzten Blechschornstein. Zum Abklopfen des Kesselsteines sind entsprechende Putzlöcher seitlich am Kessel vorhanden und zum Auswaschen

\*) Näheres über Locomotivkessel und Locomotive enthalten u. A. *Schaltenbrand* „Die Locomotive“ und *Heusinger v. Waldek* „Specielle Eisenbahntechnik“.

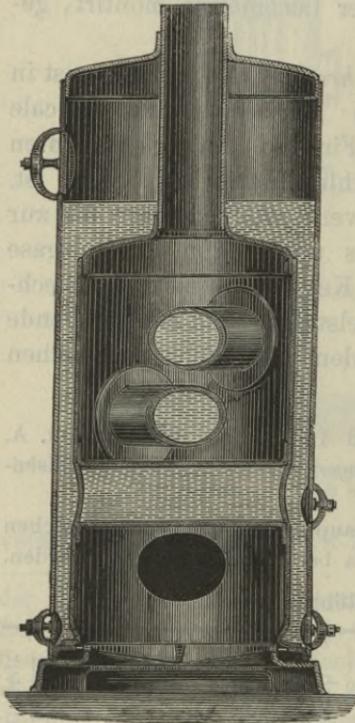
\*\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Kessel von C. Sulzberger & Co. in Flöha bei Chemnitz geliefert werden.

Tabelle der stehenden Röhrenkessel.

Anzahl der Pferdekräfte.	Heizfläche in Quadratmeter	Durch-	Höhe	Durch-	Höhe	Zahl	mm	mm	Gewicht		Gewicht der Ofenarmatur
		messer	des Kessels.	messer	der Feuerbüchse.		Durch-	Länge	bei	bei	
			mm		mm		messer		5 Atm.	6 Atm.	kg
							der		Ueberdruck		kg
							Siederohre				
2	3,25	720	1730	565	650	16	57	1080	600	650	150
3	4,5	720	2030	565	750	19	57	1280	725	775	175
4	6	800	2100	625	750	32	57	1350	925	1000	225
5	7,8	800	2300	625	750	37	57	1550	1000	1100	250
6	9,5	1000	2400	770	800	42	57	1600	1450	1550	300
8	12	1000	2500	770	800	48	57	1700	1550	1700	350
10	15	1100	2700	850	900	61	57	1800	1750	1950	450

des Schlammes ist ein Putzloch und ein Hahn am unteren Ende des Kessels — über dem Verbindungsring der inneren mit der äußeren Wand — angebracht. In Fig. 4, Taf. XXIX, ist ein verticaler Röhrenkessel mit Tenbrink-Feuerung gezeichnet. Solche Kessel finden ihrer Einfachheit wegen namentlich bei den halbstationären Motoren für das Klein-  
gewerbe und bei den Maschinen für die Wasserstationen der Eisenbahnen Anwendung.

Fig. 184.



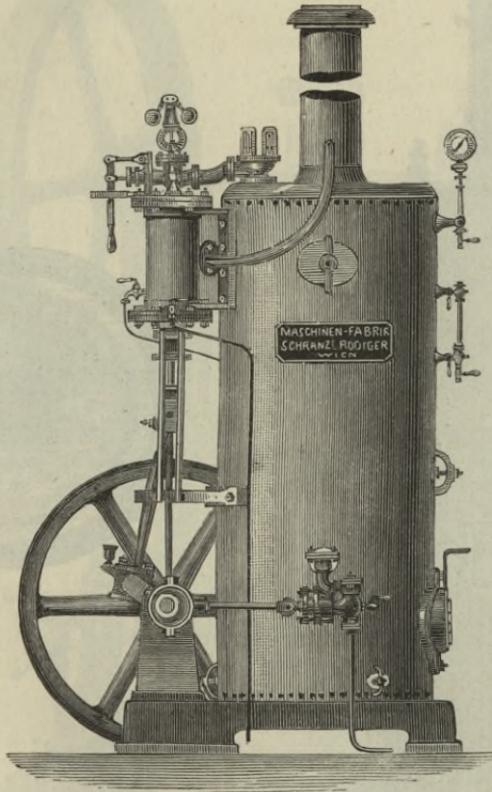
Lachapelle-Kessel  
oder Querrohrkessel.

7. *Der Lachapelle-Kessel* oder Querrohrkessel. Derselbe ist in Fig. 184, Text, im Durchschnitt und in Fig. 185, Text, mit daran montirter Maschine (halbstationäre Dampfmaschine oder transportabler Dampfmotor) in der Ansicht gezeichnet. Derselbe besitzt in der verticalen cylindrischen Feuerkiste je nach der Größe der Heizfläche 1 bis 6 Querrohre (von Lachapelle *Bouilleurs* genannt), zwischen welchen die zum Schornstein aufsteigenden Heizgase aufsteigen. Der Rost liegt wieder unten in der Feuerkiste, in welcher die Heizthüröffnung seitlich über dem Rost angebracht ist. Jedem Querrohr gegenüber ist im äußeren Kesselmantel ein Putzloch angebracht und am Fuße des Kessels sind

Auswaschlöcher vorhanden; überdies ist oben im cylindrischen Kessel ein kleines Mannloch angebracht. Das Verbindungsrohr zum Schornstein geht bei dem Lachapelle'schen Originalkessel von der Feuerkistendecke schief aufwärts, um der über dem Kessel liegenden Schwungradwelle der zu dem Kessel gehörigen Dampfmaschine auszuweichen; in Fig. 184 und 185, Text, hingegen geht das Verbindungsrohr zum Schornstein vertical in der Mitte

der beiden Decken durch, weil hier die Schwungradwelle der mit dem Kessel verbundenen Dampfmaschine unten an der Seite des Kessels angebracht ist. Es ist ebenfalls ein bei den Motoren für

Fig. 185.



**Halbstationäre Dampfmaschine mit Querrohr-Kessel.**  
Nach Ausführung von C. Schranz & G. Rödiger in Wien.

das Kleingewerbe und jenen der Wasserstationen der Eisenbahnen angewendeter Kessel.

In Figur 9 bis 11, Tafel XXIX, ist ein Lachapelle-Kessel mit Röhrenbündeln an Stelle der einfachen Querrohre gezeichnet.

8. *Der Field'sche Kessel.* Ein solcher mit verticaler cylin-

Fig. 186.

Verticalschnitt.

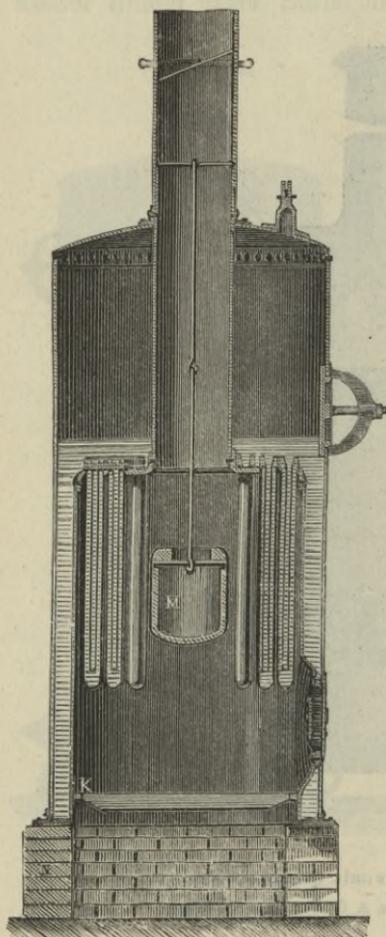
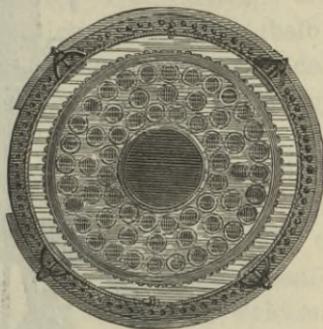


Fig. 187.

Horizontalschnitt.



**Field'scher Kessel.**

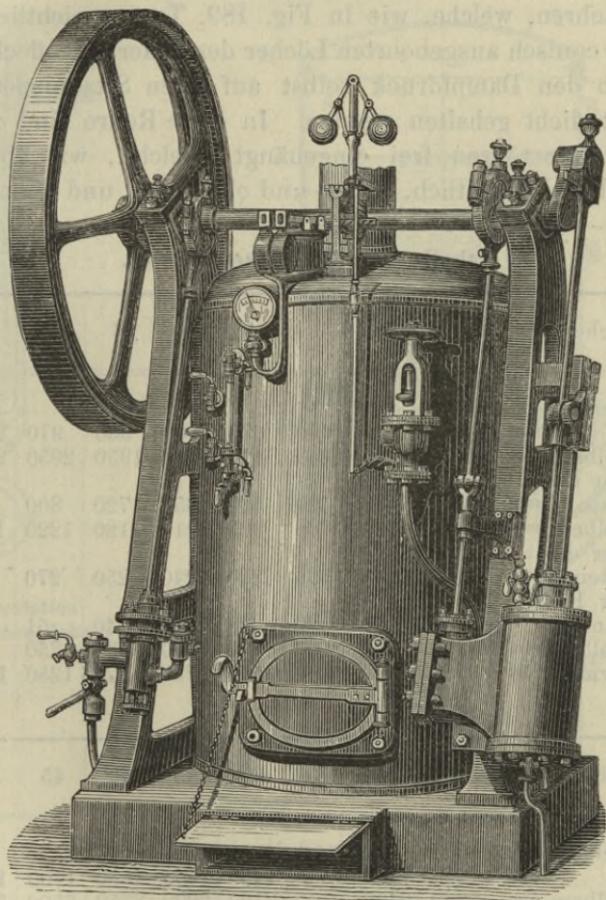
Nach Ausführung von Imbert Frères in Saint-Chamond (Loire)

(Fig. 186 bis 187.)

drischer Feuerkiste ist in Fig. 186 und 187, Text, im Durchschnitt und in Fig. 188, Text, in der Ansicht mit anmontirter halbstation-

närer Dampfmaschine gezeichnet.\*) Von der Decke der Feuerkiste hängen im Kreise angeordnet die Field'schen Rohre in den Feuer-

Fig. 188.



**Ständerdampfmaschine mit verticalem Kessel**  
von Chaligny & Guyot-Sionnest (Maison C. Galla) in Paris.

raum herab. Der Rost liegt wieder unten in der Feuerkiste. Damit die vom Rost aufsteigenden Heizgase die Rohre umspühlen

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Kessel von Imbert Frères in Saint-Chamond (Loire) geliefert werden.

und nicht gleich in der Mitte in den Schornstein abziehen, ist dort ein gusseiserner Hohlkörper eingehängt.

Die Field'schen Rohre bestehen aus schmiedeisernen unten zugeschweißten, oben durch einen conisch abgedrehten Ring versteiften Rohren, welche, wie in Fig. 189, Text, ersichtlich, in die gleichfalls conisch ausgebohrten Löcher der Feuerkistendecke passen und durch den Dampfdruck selbst auf ihren Sitz niedergedrückt und somit dicht gehalten werden. In diese Rohre sind von oben die Circulationsröhren frei eingehängt, welche, wie ebenfalls in Fig. 189, Text, ersichtlich, unten und oben offen und oben trichter-

Tabelle der Field'schen Kessel.

Heizfläche qm	1	2	3	4	6	8	10	12	14
Durchmesser des Mantels mm	500	530	650	670	800	900	970	1000	1080
Höhe desselben mm	1000	1220	1250	1420	1750	1950	2050	2150	2200
Durchmesser der Feuerkiste mm	370	420	520	550	650	720	800	850	900
Höhe derselben mm	640	810	800	900	1110	1180	1220	1300	1320
Durchmesser des Schornsteines mm	120	145	165	220	240	250	270	300	320
Anzahl der Field'schen Rohre	8	14	26	28	32	40	51	60	62
Länge derselben mm	250	400	400	500	650	730	750	800	800
Ungef. Gewicht kg	160	250	380	500	750	975	1250	1450	1710

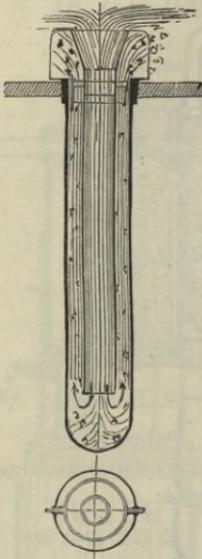
  

Heizfläche qm	16	20	25	30	35	40	45	50	60
Durchmesser des Mantels mm	1200	1300	1350	1400	1450	1550	1700	1800	1900
Höhe desselben mm	2320	2500	2800	3100	3200	3350	3500	3650	3800
Durchmesser der Feuerkiste mm	1000	1110	1150	1200	1250	1350	1450	1550	1650
Höhe derselben mm	1450	1600	1750	1900	1950	2050	2120	2200	2300
Durchmesser des Schornsteines mm	330	340	350	360	380	400	430	450	480
Anzahl der Field'schen Rohre	64	90	90	100	115	126	140	150	182
Länge derselben mm	840	900	1000	1100	1150	1200	1220	1270	1300
Ungef. Gewicht kg	2150	2800	3100	3500	4000	5000	5500	6600	8300

Die Rohre haben durchwegs 60 mm Durchmesser.

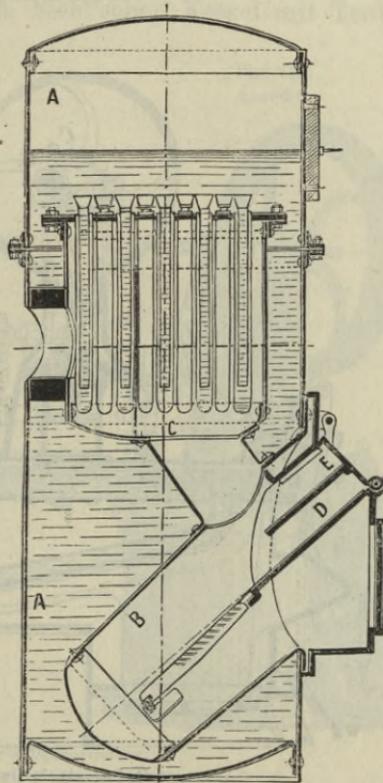
förmig erweitert sind und mit Flügeln am Rande des äußeren Rohres frei aufliegen. Der Dampf steigt an den heißen äußeren

Fig. 189.



Wassercirculation  
im Field'schen Rohr

Fig. 190.



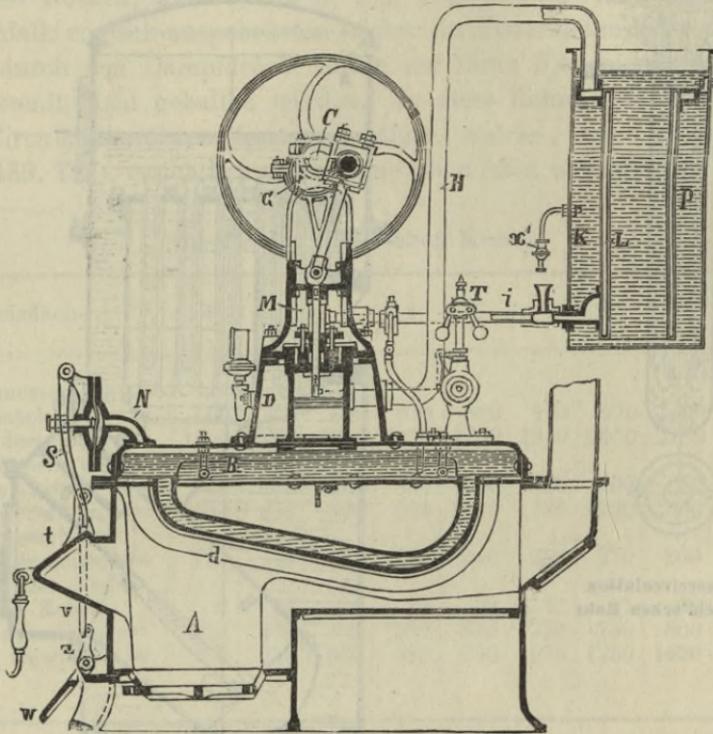
Field'scher Kessel mit Tenbrink-Feuerung  
nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen,  
Filiale Cannstatt, in Cannstatt.

*A* cylindrischer Kesselmantel. *B* Feuerraum. *C* Feuerkiste  
mit eingehängten Field'schen Rohren. *D* Einwurfföffnung.  
*E* Oberluftcanal.

Rohrwandungen auf und das Wasser fließt durch den Trichter in das Circulationsrohr nach und es entsteht hierdurch eine in Fig. 189, Text, durch Pfeile angedeutete lebhafte Circulation des Wassers, welche der Absetzung von Schlamm und Kesselstein im Rohre hinderlich ist.

Zum inneren Putzen der Field'schen Rohre dienen lange, unten mit Schaber versehene Rohrzan- gen.

Fig. 191.  
(Verticaler Längsschnitt.)



Hofmeister's Dampfmotor.

*A* Feuerraum. *B* Dampfkessel mit Siederöhren *d*. *C* Verticale Dampfmaschine mit oben liegender Schwungradwelle. *D* Untersatz der Dampfmaschine und Dom des Dampfkessels. *G* Schwungradwellenlager. *H* Dampfabflussrohr zum Condensator. *K* Kühlgefäß des Condensators. *L* Condensationsraum. *P* Kühlwasser. *i* zur Speisepumpe führendes Zufussrohr für das aus dem Condensationsraum abfließende Warmwasser, mit Trichter für das durch den Hahn *x* aus dem Kühlgefäß zugeführte Zuschusswasser. *M* ausgebohrte Kreuzkopfführung im Maschinenständer. *t* Heizthüre. *w* Aschenfallthüre. *N*, *S*, *t*, *o*, *z*, *w* selbstthätige Regulirungsvorrichtung für den Gang der Feuerung. *N* Druckgehäuse mit Membrane und nach aussen tretendem Druckstift. *T* Regulator der Dampfmaschine zur Erhaltung constanter minutlicher Umdrehungszahl der Schwungradwelle.

Ist ein Rohr schadhaft, so kann es durch einen Schlag mit einem Hammer aus der Decke getrieben und sofort durch ein Reserverohr ersetzt werden. Es ist deshalb im Kesselmantel ober-

halb der Feuerkistendecke ein Mannloch vorhanden, wie in Fig. 186, Text, zu ersehen. Zum Auswaschen des Kessels sind unten Auswaschlöcher vorhanden, welche durch kleine ovale Deckel und Bügelschrauben verschlossen sind.

In Fig. 190, Text, ist ein Field'scher Kessel mit Tenbrink-

Fig. 192.  
Verticaler Querschnitt.

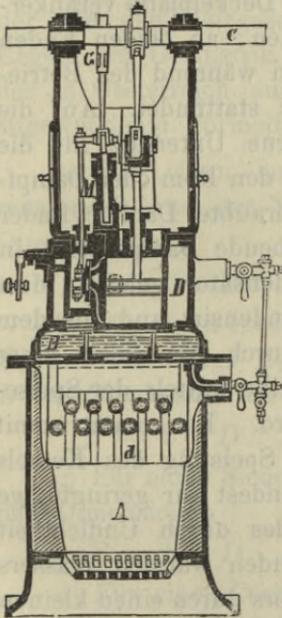
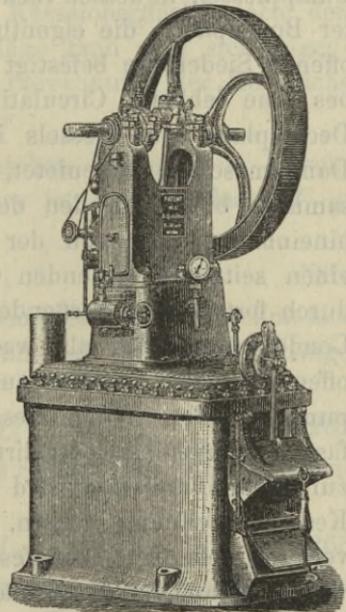


Fig. 193.  
Ansicht.



#### Hoffmeister's Dampfmotor

nach Ausführung von H. C. Hoffmeister, Wien-Meidling.

(Fig. 191 bis 193.)

A Feuerraum. B Dampfkessel mit Siederohren *d*. C Schwungradwelle. D Untersatz der Dampfmaschine und Dom des Dampfkessels. G Excenter zur Steuerung und zum Antrieb der Speisepumpe. M Speisepumpe.

Feuerung im Durchschnitt dargestellt. Die Heizgase treten bei demselben hinter einer aus Gusseisen hergestellten Wandplatte abfallend, seitlich aus.

In Fig. 10, Taf. XXVIII, ist ein Field'scher Kessel mit gemauertem Feuerraum und rückwärts nach unten führendem gemauertem Fuchs gezeichnet.

Fig. 11, Taf. XXVIII, zeigt den Verticalschnitt eines verti-

calen Röhrenkessels combinirt mit Field'schen Röhren, mit gemauertem Feuerraum.

9. *Der Dampfkessel von Hoffmeister's Dampf-Motor für das Kleingewerbe.* Derselbe ist in Fig. 191 bis 193, Text, im Zusammenhang mit der zugehörigen Dampfmaschine dargestellt. Ein gusseiserner Kasten enthält den Rost in dem mit feuerfestem Material ausgefüllten Feuerraum und trägt oben aufgesetzt den Dampfkessel, in dessen rechteckiger, mit der Deckelplatte verankerter Bodenplatte, die eigenthümlich gebogenen, an beiden Enden offenen Siederohre befestigt sind, in welchen während des Betriebes eine lebhafte Circulation des Wassers stattfindet. Auf die Deckelplatte des Kessels ist der gusseiserne Untersatz für die Dampfmaschine aufgenietet, welcher zugleich den Dom oder Dampfsammler bildet, in den der oben aufgeschraubte Dampfzylinder hineinhängt. Der von der Maschine abziehende Dampf wird in einen seitwärts stehenden Oberflächen-Condensator geleitet, dort durch fortwährend fließendes Kühlwasser condensirt und aus dem Condensationsraum als warmes Wasser durch ein Filter eines offenen Gefäßes geleitet, aus welchem dasselbe mittels der Speisepumpe wieder in den Kessel gepumpt wird. Es kommt somit fast ausschließlich destillirtes Wasser zur Speisung des Kessels zur Anwendung und wird sich daher zumindest nur geringfügige Kesselsteinbildung zeigen. Zum Ersatz des durch Undichtheit verloren gehenden Dampfes und verdunstenden warmen Wassers wird auch aus dem Kühlgefäß des Condensators durch einen kleinen Hahn Wasser (Zuschusswasser) in einen darunter befindlichen Trichter und hierdurch in das Warmwasserrohr, und mit dem Warmwasser aus dem Condensationsraum, gemeinsam zum Filter geleitet, damit der continuirlich wirkenden Speisepumpe stets soviel Wasser zufließt, als zur Speisung des Kessels erforderlich ist, um den Wasserstand auf gleicher Höhe zu erhalten.

Durch eine besondere selbstthätige Regulir-Vorrichtung, deren Einrichtung in Fig. 191 und 193, Text, zu ersehen ist, wird bei steigendem Dampfdruck die Aschenfallthüre geschlossen und die Heizthüre geöffnet und umgekehrt, und sonach die Verbrennung behindert oder befördert.\*)

\*) Eine neuere Variante dieses Kesselsystems zeigt der in jüngster Zeit patentirte *Friedrich-Motor*.



stimmte Dampfproduction vorgeschrieben ist, aus dieser die erforderliche Größe der Heizfläche.\*)

Bezeichnet

$F$  die Heizfläche in Quadratmeter,

$S$  die Dampfproduction pro Stunde in Kilogramm,

$s$  die pro 1 <sup>qm</sup> Heizfläche und Stunde erzeugte Dampfmenge in Kilogramm,

so ist

$$S = F \cdot s \quad (267)$$

$$F = \frac{S}{s} \quad (268^{**})$$

und man kann nehmen

a) für ökonomischen Betrieb

$$s = 12 \text{ bis } 15 \quad (269)$$

b) für gewöhnlichen Betrieb

$$s = 18 \text{ bis } 20 \quad (270)$$

c) für forcirten Betrieb

$$s = 25 \text{ bis } 30 \quad (271)$$

Ist erfahrungsgemäß festgestellt, welche Wassermenge  $m$  in Kilogramm oder Liter mit 1 <sup>kg</sup> des zu verwendenden Brennmaterials bei dem in Betracht stehenden Kesselsystem verdampft wird, so ergibt sich aus der geforderten stündlichen Dampfproduction  $S$  das pro Stunde erforderliche Quantum von Brennmaterial, also

\*) In der Praxis ist auch die Bezugnahme auf die effektive Leistung einer vom Kessel zu versorgenden Dampfmaschine bei Bestimmung der Heizfläche gebräuchlich und rechnet man gewöhnlich 1 bis 1,5 bis 2 <sup>qm</sup> Heizfläche für 1<sup>e</sup> Nutzleistung je nach dem System und der Größe der Dampfmaschinen, u. zw. 1 <sup>qm</sup> bei großen Maschinen mit Condensation und 2 <sup>qm</sup> bei kleinen Maschinen ohne Condensation (Auspußmaschinen) also z. B. bei den Motoren für das Kleingewerbe.

Bei Locomobilkesseln rechnet man 1 bis 1,5 <sup>qm</sup> Heizfläche für 1<sup>e</sup> Nutzleistung und bei Locomotivkesseln 0,6 bis 0,8 <sup>qm</sup>.

\*\*) Bei Bestimmung der Heizfläche nach der vorgeschriebenen stündlichen Dampfproduction wird man letztere dem Dampfverbrauch entsprechend festsetzen, welchen die zu betreibende Dampfmaschine etc. ausweist und zu dem so ausgewiesenen Dampfverbrauch noch 10 bis 15 % für Condensationswasser in den Dampfleitungsröhren und im Dampfmantel der Dampfmaschine zuschlagen müssen, ersteres bei größerem, letzteres bei kleinerem Dampfverbrauch.

die pro Stunde erforderliche Steinkohlmenge bei Steinkohlenfeuerung und wenn diese mit  $K$  bezeichnet, so ist

$$K = S \dots \dots \dots (272)$$

und man kann nehmen

a) für Kohle geringer Qualität und bei wenig ökonomischer Kesselanlage

$$m = 5 \text{ bis } 6 \dots \dots \dots (273)$$

b) für gewöhnliche Kohle und eine gewöhnliche Kesselanlage

$$m = 7 \dots \dots \dots (274)$$

c) für gute Kohle und ein ökonomisches Kesselsystem unter Voraussetzung ökonomischer Heizung

$$m = 8 \text{ bis } 10,5 \dots \dots \dots (275)$$

Bezeichnet ferner

$R$  die Rostfläche in Quadratmeter,

$k$  die pro Stunde auf 1 <sup>qm</sup> Rostfläche verbrannte Kohlenmenge in Kilogramm,

$K$  die totale pro Stunde verbrannte Kohlenmenge in Kilogramm, so ergibt sich

$$R = \frac{K}{k} \dots \dots \dots (276)$$

und man kann nehmen

a) für ökonomische Heizung

$$k = 50 \dots \dots \dots (277)$$

b) für gewöhnlichen Betrieb

$$k = 60 \dots \dots \dots (278)$$

c) für forcirten Betrieb

$$k = 70 \text{ bis } 100 \dots \dots \dots (279)$$

Durch Verbindung der Gl. (267, (272 und (276 erhält man auch das *Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche*

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m \cdot k} \dots \dots \dots (280)$$

welches in der Praxis bei Notirung der Hauptdimensionen einer Kesselanlage gewöhnlich mit angegeben wird.

Die *Größe der Rostfläche*  $R$  ist anderseits durch seine Abmessungen bestimmt.

Bezeichnet

$l$  die Länge des Rostes in Meter,



$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m \cdot k} = \frac{20}{7 \cdot 60} = \frac{1}{21}$$

und es wird somit die Größe der Rostfläche

$$R = \frac{1}{21} \cdot F = \frac{1}{21} \cdot 3,5 = 0,167 \text{ qm}$$

2. *Beispiel.* Welche stündliche Dampfproduction lässt der im vorstehenden 1. Beispiele behandelte einfache cylindrische Kessel bei gewöhnlichem Betrieb erwarten und wie groß ist die hierzu erforderliche Kohlenmenge pro Stunde, pro Tag à 10 Arbeitsstunden und pro Jahr à 300 Arbeitstage?

Man erhält nach Gl. (267 die stündliche Dampfproduction mit den im vorhergehenden 1. Beispiele angenommenen Werten

$$S = F \cdot s = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ kg}$$

und nach Gl. (272 die totale hiefür pro Stunde erforderliche Kohlenmenge

$$K = \frac{S}{m} = \frac{70}{7} = 10 \text{ kg}$$

somit die Kohlenmenge pro Tag

$$10 \cdot K = 100 \text{ kg}$$

und endlich die Kohlenmenge pro Jahr

$$300 \cdot 10 \cdot K = 30000 \text{ kg} = 30^t$$

Nimmt man nun an, dass ein Lowri Kohle Eisenbahnfracht  $10^t$  fasst, so werden pro Jahr 3 Lowri Kohle erforderlich sein.

3. *Beispiel.* Ein Tenbrink-Kessel nach Fig. 3, Taf. XXII, ergibt bei genauer Berechnung nach dem Einmauerungsplan  $82 \text{ qm}$  Heizfläche. Wie groß wird die Rostfläche hiefür zu nehmen sein, wenn gute Kohle, ökonomische Heizung und ökonomischer Betrieb vorausgesetzt werden?

Nimmt man nach Gl. (269 für ökonomischen Betrieb die pro  $1 \text{ qm}$  Heizfläche und Stunde erzeugte Dampfmenge

$$s = 12 \text{ kg}$$

ferner für die in Betracht stehende Qualität im Hinblick auf das vorhandene sehr ökonomische Kesselsystem mit Tenbrink-Feuerung nach Gl. (275 die pro  $1 \text{ kg}$  Kohle verdampfte Wassermenge

$$m = 10 \text{ kg}$$

und endlich für ökonomische Heizung die pro Stunde auf  $1 \text{ qm}$  Rostfläche verbrannte Kohlenmenge nach Gl. (277

$$k = 50 \text{ kg}$$

so erhält man aus Gl. (280 das Verhältnis der Rostfläche zur Heizfläche

$$\frac{R}{F} = \frac{s}{m \cdot k} = \frac{12}{10 \cdot 50} = \frac{1}{41,67}$$

und mithin die Größe der Rostfläche

$$R = \frac{1}{41,67} \cdot F = \frac{82}{41,67} = 1,968 \sim 2 \text{ qm}$$

4. *Beispiel.* Wie groß ist die stündliche Dampfproduction bei dem im vorstehenden 3. Beispiele behandelten Tenbrink-Kessel bei normalem Be-

triebe, und wie groß der entsprechende Kohlenverbrauch pro Stunde, pro Tag à 10 Arbeitsstunden und pro Jahr à 300 Arbeitstage?

Man erhält mit den im vorstehenden 3. Beispiele der Rechnung zu Grunde liegenden Werten die Dampfproduction nach Gl. (267

$$S = F \cdot s = 82 \cdot 12 = 984 \text{ kg}$$

womit nach Gl. (272) die pro Stunde erforderliche Kohlenmenge

$$K = \frac{S}{m} = \frac{984}{10} = 98,4 \text{ kg}$$

somit die Kohlenmenge pro Tag

$$10 \cdot K = 984 \text{ kg}$$

und endlich die Kohlenmenge pro Jahr

$$300 \cdot 10 \cdot K = 300 \cdot 984 = 295200 \text{ kg} = 295,2^t$$

und wenn 10<sup>t</sup> auf einen Lowri Eisenbahnfracht gerechnet werden, so ergeben sich rund 30 Lowri für *einen* solchen Dampfkessel.

Enthält ein größeres Fabriksetablissement z. B. *vier* solcher Kessel gleichzeitig im Betrieb, so ergibt das erforderliche Kohlenquantum pro Tag

$$4 \cdot 984 = 3936 \text{ kg} = 3,936 \sim 4^t$$

und somit pro Jahr

$$300 \cdot 4 = 1200^t = 120 \text{ Lowri}$$

oder für je 2<sup>1/2</sup> Arbeitstage 1 Lowri Eisenbahnfracht.

5. *Beispiel.* Welche Länge und Breite soll der Rost für den im vorstehenden 1. Beispiele behandelten einfachen cylindrischen Kessel erhalten?

Es ist die Größe der Rostfläche

$$R = 0,167 \text{ qm}$$

Nimmt man nun den Feuerraum zum Rost hinab eingezogen an, wie in Fig. 109, Text, gezeichnet und macht demnach die Breite desselben

$$b = 0,6 \cdot D = 0,6 \cdot 0,7 = 0,42 \text{ m}$$

so erhält man aus Gl. (281) die Länge des Rostes

$$l = \frac{R}{b} = \frac{0,167}{0,42} = 0,398 \sim 0,4 \text{ m}$$

was als passend beibehalten werden kann.

6. *Beispiel.* Wie lang müssen die Roststäbe bei dem im vorstehenden 2. Beispiele behandelten Tenbrink-Kessel werden, wenn der Rost in zwei Feuerrohren von je 800 mm Durchmesser untergebracht wird?

Es ist die Größe der Rostfläche

$$R = 2 \text{ qm}$$

und weil die Rostfläche, welche in einem Feuerrohr unterzubringen ist, 800 mm oder 0,8 m breit ist, so ist die ganze Breite beider Rosthälften zusammen genommen

$$b = 2 \cdot 0,8 = 1,6 \text{ m}$$

und demnach wird die Länge des Rostes nach Gl. (281)

$$l = \frac{R}{b} = \frac{2}{1,6} = 1,25 \text{ m}$$

also auch die Länge der Roststäbe 1,25 m.

Die *Größe der Sicherheitsventile* war früher gesetzlich vorgeschrieben, gegenwärtig aber ist sie sowohl in Oesterreich als in Deutschland dem Ermessen des Kesselfabrikanten anheim gegeben,\*) doch findet man zumeist noch die früher gesetzlich vorgeschriebenen Größen auch in der Gegenwart freiwillig beibehalten, andererseits aber auch wieder ganz auffallend kleine Ventile angewendet.

Wenn wir uns nun die Frage vorlegen, welche neuen Anhaltspunkte wir für die Bestimmung der Größe der Sicherheitsventile haben, so finden wir, dass uns solche unter allen möglichen hervorragend das *Hebelverhältnis* und die *Größe des Belastungsgewichtes* am Hebelende ergeben, indem wir unter allen Umständen einen möglichst großen mittleren Ventildurchmesser erzielen wollen, und daher nunmehr nur die Rücksichtnahme auf praktisch günstige Verhältnisse in Betracht zu ziehen haben.

Das *Hebelverhältnis* bewegt sich in der Praxis innerhalb der Grenzen, mit den Bezeichnungen nach Fig. 82, Text,

$$\frac{b}{a} = 7 \text{ bis } 11 \quad . . . . . (284)$$

wobei der größere Wert schon unpassend lange Hebel ergibt und nur deshalb angewendet wird, um bei gegebener Größe des Sicherheitsventiles doch nicht ein gar so unmäßig großes Belastungsgewicht  $G_2$  zu erhalten. Der Grund hiefür aber liegt in der mit Rücksicht auf die *Dampfspannung* unpraktisch angenommenen

---

\*) Nach den Ergebnissen der letzten Versuche des seither verstorbenen Professors *Freiherr v. Burg in Wien* können die Sicherheitsventile unserer Ausführung und Größe niemals allen Dampf ausströmen lassen, welcher bei normalem Betrieb und sonst geschlossenen Ventilen erzeugt wird und viel weniger jenen, welcher sich bei gesteigerter Wärmezuführung ergeben kann. Es können demnach die Sicherheitsventile nur als Warnungszeichen für den Heizer dienen, um denselben aufmerksam zu machen, dass die höchste zulässige Dampfspannung erreicht ist, indem selbe bei dieser Dampfspannung abblasen und hierbei ein weithin vernehmbares Zischen verursachen, welches um so heftiger wird, je mehr die Dampfspannung die zulässige Grenze überschreitet.

Ist aber das Sicherheitsventil nur als solches Warnungszeichen aufzufassen, so ist seine Größe gleichgiltig und man findet auch thatsächlich schon sehr große Kessel mit sehr kleinen Sicherheitsventilen ausgerüstet.

Größe des Ventildurchmessers und sonach in dem zu großen *totalen Dampfdruck auf die Druckfläche des Sicherheitsventiles.*

Wir legen deshalb letzteren unserer Dimensionsbestimmung für die Sicherheitsventile zu Grunde, und lassen denselben mit der Größe der Heizfläche und zwar wieder aus praktischen Gründen mit der Quadratwurzel aus der Heizfläche proportional wachsen.

Wir erhalten sonach mit Bezug auf Fig. 82, Text, wenn  $d$  den mittleren Durchmesser des Sicherheitsventiles in Centimeter,

$p$  den Dampfüberdruck in Atmosphären, und

$F$  die Heizfläche in Quadratmeter

bezeichnet:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = k \cdot \sqrt{F} \dots \dots \dots (285)$$

woraus sich die mittlere Druckfläche des Sicherheitsventiles ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{k}{p} \cdot \sqrt{F} \dots \dots \dots (286)$$

Man erhält hiermit gute Verhältnisse innerhalb der gegenwärtig gebräuchlichen Grenzen von

$$p = 5 \text{ bis } 10^{\text{at}} \dots \dots \dots (287)$$

wenn man nimmt

$$k = 30 \dots \dots \dots (288)$$

womit sich die mittlere Druckfläche ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{30}{p} \cdot \sqrt{F} \dots \dots \dots (289)$$

und hieraus wird der mittlere Ventildurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{30}{p} \cdot \sqrt{F}} \dots \dots \dots (290)$$

Ist nun der mittlere Ventildurchmesser bestimmt, und die *Sitzbreite*  $\sigma$  des flach aufgeschliffenen Ventiles

$$\sigma = 1\frac{1}{2} \text{ bis } 2\frac{1}{2}^{\text{mm}} \dots \dots \dots (291)$$

oder im Mittel constant

$$\sigma = 2^{\text{mm}} \dots \dots \dots (292)$$

angenommen, so ergibt sich der *Durchmesser der Bohrung des metallenen Ventilsitzes*, wenn wieder  $d$  in Millimeter eingesetzt wird,

$$d_i = d - \sigma \dots \dots \dots (293)$$

und hiefür die *mittlere Wandstärke des schwach conisch eingepassten metallenen Ventilsitzes*

$$\delta_1 = 2 \text{ mm} + 0,7 \cdot \sqrt{d_i} \dots \dots \dots (294)$$

ferner die *Wandstärke des ausgebohrten gusseisernen Ventilgehäuses*

$$\delta = 18 \text{ mm} + 0,02 D \dots \dots \dots (295)$$

Für den *schmiedeisernen Ventilhebel* erhält man gute Verhältnisse, wenn man mit  $M_b$  das Biegemoment für den Querschnitt von der Breite  $b_1$  und der Höhe  $h_1$  in der durch den Druckpunkt des Ventiles gehenden Verticalebene bezeichnet und setzt

$$\left. \begin{aligned} M_b &= \frac{1}{6} \cdot b_1 \cdot h_1^2 \cdot S_1 \\ S_1 &= 4 \text{ bis } 5 \text{ kg/qmm} \\ h_1 &= 2,65 \cdot b_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (296)$$

und für den Querschnitt von der Breite  $b_2$  und der Höhe  $h_2$  in der durch den Aufhängepunkt des Belastungsgewichtes gehenden Verticalebene nimmt

$$\left. \begin{aligned} b_2 &= b_1 \\ h_2 &\geq \frac{1}{2} \cdot h_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (297)$$

Nach Ausführung des Ventiles wird der Ventilkegel abgewogen und so dessen Gewicht  $V$  bestimmt, ferner wird auch das Eigengewicht  $G_1$  des Hebels mit dem Druckstücke am Aufhängepunkt des Belastungsgewichtes derart gewogen, dass der Hebel am Drehpunkt unterstützt und am Aufhängepunkt auf eine Decimalwage aufgelegt wird, endlich werden die Hebelarme  $a$  und  $b$  an dem fertigen Hebel genau abgemessen und hiernach das Hebelverhältnis  $\frac{b}{a}$  beziehungsweise  $\frac{a}{b}$  berechnet. Für die Anfertigung der

Zeichnung aber werden diese Größen vorher berechnet und mit diesen Angaben ergibt sich das Belastungsgewicht am Hebelende

$$G_2 = \frac{a}{b} \cdot \left( \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p - V \right) - G_1 \dots \dots \dots (298)$$

Die Schraube, mit welcher das Gehänge für den Druckpunkt mit der Flantsche des Ventilgehäuses verbunden ist, wird beansprucht durch den Zug

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p - V - G_1 - G_2 \dots \dots \dots (299)$$

wofür die entsprechende Schraubenummer der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (P. I. S. 20) zu entnehmen ist.

1. *Beispiel.* Es sind die Hauptdimensionen des Sicherheitsventiles für den im 1. Beispiele S. 318 behandelten einfachen cylindrischen Kessel mit 3,5 qm Heizfläche zu bestimmen, wenn die höchste zulässige Dampfspannung 5 at beträgt.

Da der Kessel mehr als 2,5 qm Heizfläche hat, so bringen wir an demselben zwei in ihren Dimensionen ganz gleiche, d. h. nach derselben Zeichnung ausgeführte Sicherheitsventile an.

Es ist hierfür

$$p = 5 \text{ at}$$

$$F = 3,5 \text{ qm}$$

und hiermit ergibt die Gl. (289 die mittlere Druckfläche des Sicherheitsventiles

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{30}{p} \cdot \sqrt{F} = \frac{30}{5} \cdot \sqrt{3,5} = 11,22 \text{ qcm}$$

und hieraus wird der mittlere Durchmesser des Ventiles

$$d = 3,78 \text{ cm} = 37,8 \text{ mm} \sim 40 \text{ mm}$$

Die übrigen Dimensionen ergeben sich hiermit nach den Gl. (284 und (292 bis (299).

2. *Beispiel.* Es ist der mittlere Durchmesser der Sicherheitsventile für den im 3. Beispiele S. 319 behandelten Tenbrink-Kessel mit 82 qm Heizfläche zu berechnen, wenn die höchste zulässige Dampfspannung 6<sup>1</sup>/<sub>2</sub> at Ueberdruck beträgt.

Es ist für diesen Kessel

$$F = 82 \text{ qm}$$

$$p = 6,5 \text{ at}$$

und hiermit aus Gl. (289 die mittlere Druckfläche

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{30}{p} \cdot \sqrt{F} = \frac{30}{6,5} \cdot \sqrt{82} = 41,8 \text{ qcm}$$

und daraus der mittlere Ventildurchmesser

$$d = 7,3 \text{ cm} = 73 \text{ mm} \sim 75 \text{ mm}$$

3. *Beispiel.* Wie groß soll im Hinblick auf die Erzielung eines nicht übermäßig großen Belastungsgewichtes am Hebelende der mittlere Durchmesser der Sicherheitsventile eines Wasserrohrkessels von Schmidt (Fig. 8 bis 15, Taf. XXIII) mit 150 qm Heizfläche und 10 at Ueberdruck Betriebsdampfspannung sein?

Es ist für diesen Kessel

$$F = 150 \text{ qm}$$

$$p = 10 \text{ at}$$

und hiermit ergibt die Gl. (289 die mittlere Druckfläche des Sicherheitsventiles

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2\right) = \frac{30}{p} \cdot \sqrt{F} = \frac{30}{10} \cdot \sqrt{150} = 36,72 \text{ qcm}$$

woraus der mittlere Ventildurchmesser

$$d = 6,85 \text{ cm} = 68,5 \text{ mm} \sim 70 \text{ mm}$$

*Anmerkung.* Die beiden Wasserrohrkessel von Schmidt auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 hatten bei gleich großer Heizfläche und Betriebsdampfspannung nach dem Certificat nur 59 mm mittleren Ventildurchmesser (Note S. 279) also noch weniger als wir hier nach unserer Formel Gl. (289) berechnet haben.

Die *Rohrstutzen am Dom*, welche bei Anwendung einer gusseisernen Domdecke gleich mit dieser in einem Stück gegossen sind (Fig. 1 bis 4, Taf. XXVIII), bei Anwendung einer Domdecke aus Eisenblech aber besonders aufgenietet werden (Fig. 5 bis 7, Taf. XXVIII) und zum Aufschrauben der Sicherheitsventile und der Dampfventile bestimmt sind, werden gewöhnlich alle mit gleichen Dimensionen ausgeführt, um jedes Ventil auf beliebigen nach örtlichen Verhältnissen eben passenden Stutzen aufschrauben zu können und auch beim Einnieten der Domdecke etc. keine besondere Rücksichtnahme zu erfordern. Es muss sonach die lichte Weite eines Stutzens groß genug sein, um in besonderem Falle auch durch ein einziges Dampfventil allen vom Kessel producirten Dampf einer einzigen vom Kessel versorgten Dampfmaschine — deren Dimensionen dem Kesselfabrikanten vorher meist gar nicht bekannt sind — zuführen oder in eine gemeinsame Dampfrohrleitung mehrerer Kessel ableiten zu können.

Die Dampfproduction aber hängt von der Größe der Heizfläche ab, wie wir schon in Gl. (267) festgestellt haben, und wir setzen daher den lichten Querschnitt der genannten Rohrstutzen ebenfalls der Größe der Heizfläche proportional.\*)

Bezeichnet

$d_0$  den lichten Durchmesser des Rohrstutzens in Millimeter,

$F$  die Größe der Heizfläche in Quadratmeter,

so setzen wir, indem wir die Geschwindigkeit des Dampfes ent-

---

\*) In jenen besonderen Fällen, in welchen die Dampfmaschine zugleich mit dem Dampfkessel geliefert wird und ein bestimmter Rohrstutzen das den Dampf zur Dampfmaschine leitende Ventil erhält, während durch einen oder mehrere Rohrstutzen auch Dampf für anderweitigen Gebrauch abgegeben wird, wird der lichte Durchmesser des Stutzens in Uebereinstimmung mit dem Durchmesser, welcher für die besondere zur Dampfmaschine führende Rohrleitung erforderlich ist, festzustellen sein.

sprechend constanter Druckdifferenz unabhängig von der Dampfspannung annehmen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = k_0 \cdot F \quad \dots \quad (300)$$

Man erhält hiermit im Allgemeinen gute Verhältnisse, wenn man setzt

$$k_0 = 120 \quad \dots \quad (301)$$

womit sich der lichte Querschnitt der Rohrstützen ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F \quad \dots \quad (302)$$

und hieraus wird der lichte Durchmesser der Rohrstützen

$$d_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi}} \cdot \sqrt{120 \cdot F} \quad \dots \quad (303)$$

1. *Beispiel.* Wie groß soll der lichte Durchmesser der Rohrstützen am Dom für einen einfachen cylindrischen Kessel, mit gusseisernem Domkopf nach Fig. 139, Text, mit 3,5 qm Heizfläche werden?

Es ist für diesen Kessel

$$F = 3,5$$

und somit nach Gl. (302) der lichte Querschnitt der Rohrstützen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F = 120 \cdot 3,5 = 420 \text{ qmm}$$

und hieraus der lichte Rohrdurchmesser

$$d_0 = 23,2 \sim 25 \text{ mm}$$

also kleiner als  $d$  im 1. Beispiele S. 324.

2. *Beispiel.* Ein Dampfkessel System Tenbrink von 82 qm Heizfläche erhält vier Rohrstützen am Dampfsammler zum Aufschrauben der Dampfventile und Sicherheitsventile, welche, da noch nicht festgestellt ist, auf welchen das eine oder das andere Ventil kommt, alle gleich groß gemacht werden sollen; wie groß ist der lichte Durchmesser dieser Rohrstützen zu machen?

Es ist die Heizfläche

$$F = 82 \text{ qm}$$

und hiermit ergibt sich aus Gl. (302) der lichte Querschnitt der Rohrstützen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F = 120 \cdot 82 = 9840 \text{ qmm}$$

und hieraus der lichte Rohrdurchmesser

$$d_0 = 112 \sim 110 \text{ mm}$$

also größer als  $d$  im 2. Beispiele S. 324.

3. *Beispiel.* Wie groß ist der Rohrstützen für das Dampfventil eines Wasserrohrkessels von Schmidt zu machen, welcher 151,2 qm Heizfläche hat, wenn aller vom Kessel auch bei forcirtem Betrieb entwickelte Dampf ohne

zu großen Druckverlust durch dieses Ventil in die Hauptrohrleitung entweichen können soll?

Dieser Bedingung entspricht wieder die Gl. (302, welche von der Dampfspannung unabhängige constante Druckdifferenz und Geschwindigkeit des Dampfes in der Rohrleitung zur Voraussetzung hat und der auch bei forcirtem Betrieb sich pro 1 qm Heizfläche entwickelnden Dampfmenge Rechnung trägt.

Nun ist die Heizfläche

$$F = 151,2 \text{ qm}$$

und somit nach Gl. (302) der lichte Querschnitt des Ventiles und seines Rohrstutzens

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0^2\right) = 120 \cdot F = 120 \cdot 151,2 = 18144 \text{ qmm}$$

womit sich der lichte Durchmesser ergibt

$$d_0 = 152 \sim 150 \text{ mm.}$$

Der lichte Durchmesser des *selbstthätigen Speiseventiles* und des zugehörigen *Speiserohrstutzens* am Dampfkessel richtet sich nach dem Durchmesser des Druckrohres von der Speisepumpe; allein auch hier ist der Kesselfabrikant gewöhnlich ein anderer als der Pumpenlieferant und ersterer daher angewiesen, Speiserohrstutzen zu dimensioniren ohne die Dimensionen der zur Anwendung kommenden Speisepumpe zu kennen.

Wir beziehen deshalb auch den lichten Querschnitt dieses Rohrstutzens vom Durchmesser  $d_0'$  in Millimeter auf die Dampfproduction, welche mit der verdampften Wassermenge (Speisewassermenge) übereinstimmt, und nehmen, unter Voraussetzung einer innerhalb bestimmter Grenzen liegenden Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgang durch den Speiserohrstutzen den lichten Querschnitt desselben proportional der Heizfläche  $F$  in Quadratmeter und setzen

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = k_0' \cdot F \quad \dots \dots \dots (304)$$

Hiermit erhält man im Allgemeinen gute Verhältnisse, wenn man setzt

$$k_0' = 24 \quad \dots \dots \dots (305)$$

womit sich der lichte Querschnitt des Speiserohrstutzens ergibt

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F \quad \dots \dots \dots (306)$$

und hieraus wird der lichte Durchmesser des Speiserohrstutzens

$$d_0' = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{24 \cdot F}} \dots \dots \dots (307^*)$$

Dem *Ablasshahn* geben wir ebenso großen lichten Rohrdurchmesser wie dem Speiseventil und machen sonach den *lichten Durchmesser des Rohrstutzens für den Ablasshahn* ebenfalls gleich  $d_0'$ .

1. *Beispiel.* Es ist der lichte Durchmesser des Rohrstutzens für das selbstthätige Speiseventil für den in Fig. 139, Text, gezeichneten einfachen cylindrischen Kessel von 3,5 qm Heizfläche zu berechnen.

Es ist hiefür die Heizfläche

$$F = 3,5 \text{ qm}$$

und hiermit wird nach Gl. (306) der lichte Querschnitt des Speiserohrstutzens

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F = 24 \cdot 3,5 = 84 \text{ qmm}$$

also der lichte Durchmesser desselben

$$d_0' = 10,35 \sim 12 \text{ mm}$$

2. *Beispiel.* Wie groß soll der lichte Durchmesser des Rohrstutzens für das selbstthätige Speiseventil und jener für den Ablasshahn für einen Heine-Kessel (Fig. 1 bis 4, Taf. XXIV) von 60 qm Heizfläche gemacht werden?

Die Heizfläche dieses Kessels beträgt

$$F = 60 \text{ qm}$$

und demnach der lichte Querschnitt für den Speiserohrstutzen nach Gl. (306)

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F = 24 \cdot 60 = 1440 \text{ qmm}$$

und demnach der lichte Durchmesser desselben

$$d_0' = 42,8 \sim 45 \text{ mm}$$

Den lichten Durchmesser des Rohrstutzens machen wir ebenso groß, nämlich ebenfalls

$$d_0' = 45 \text{ mm}$$

3. *Beispiel.* Ein Wasserrohrkessel von Schmidt nach Fig. 8 bis 15, Taf. XXIII, erhält 151,2 qm Heizfläche, wie groß soll der Durchmesser des Rohrstutzens für das selbstthätige Speiseventil und jener für den Ablasshahn werden?

Für die Heizfläche

$$F = 151,2 \text{ qm}$$

ergibt die Gl. (306) den lichten Querschnitt des Speiserohrstutzens

\*) Wird die *Speisepumpe* zugleich mit dem Dampfkessel geliefert, so wird man auch das selbstthätige Speiseventil in Uebereinstimmung mit dem Druckrohr der Speisepumpe dimensioniren (P. I, S. 210).

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_0'^2\right) = 24 \cdot F = 24 \cdot 151,2 = 3629 \text{ qmm}$$

und somit wird der lichte Durchmesser desselben

$$d_0' = 68 \sim 70 \text{ mm}$$

Dem Ablasshahn geben wir gleichen Durchgangsquerschnitt wie dem selbstthätigen Speiseventil und daher auch dem Rohrstützen hiefür gleiche lichte Weite, nehmen also den lichten Durchmesser desselben ebenfalls

$$d_0' = 70 \text{ mm.}$$

Das *Manometer*, die *Wasserstands-Hahnköpfe* und die *Probierröhne* werden von den Kesselarmaturen-Fabriken naah Nummern bezogen, und ist sohin über deren Dimensionirung nichts weiter zu bemerken.

Das *Mannloch* erhält am besten die auf Taf. XXII bis XXIX mehrfach gezeichnete elliptische Form und der Verschluss erfolgt am besten mittels eines von innen anliegenden, durch den Dampfdruck selbst dicht gehaltenen elliptischen Deckels mit Bügel und Bügelschraube, wie insbesondere in Fig 5, Taf. XXV, und Fig. 7 bis 9, Taf. XXVII, und Fig. 7 und 8, Taf. XXIX, gezeichnet. Der Mannlochdeckel wird entweder aus Gusseisen oder aus Eisenblech mit in das Mannloch einspringendem Rande — welcher das Hinaustreiben der Dichtung hintanhaltend und beim Einlegen des Mannlochdeckels als Führung dienen soll, um ihn nicht seitlich verschieben zu können, endlich auch als Verstärkung dient, übrigens aber im Mannloch nicht dicht eingepasst ist — ausgeführt, wie insbesondere in Fig. 8, Taf. XXVIII und Fig. 7, Taf. XXIX zu ersehen.

Die Länge der großen Achse der Mannloch-Ellipse macht man gewöhnlich

$$a = 400 \text{ bis } 420 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots (308)$$

und die Länge der kleinen Achse

$$b = 300 \text{ bis } 320 \text{ mm} \quad \dots \dots \dots (309)$$

für den Gewindedurchmesser der *Bügelschrauben* nehmen wir

$$d' = 1\frac{1}{4} \text{ bis } 1\frac{3}{8} \text{ Zoll engl.}$$

also die Schrauben Nr. 10 oder 11 nach der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (P. I. S. 20) und nehmen für den *schmiedeisernen Bügel* 55 bis 60 mm Höhe und 45 bis 60 mm Breite des Stegquerschnittes im Anschlusse an das Bügelauge und für den *gusseisernen Bügel* 80 bis 90 mm Höhe und 60 bis 70 mm

Breite für diesen Querschnitt, Den *gusseisernen Mannlochdeckel* nehmen wir 35 bis 40 mm dick, *jenen aus Eisenblech* 13 bis 15 mm mit ebenso dickem aufgenietetem Verstärkungsrande.

Die Wahl des *Materials für die Herstellung des Dampfkessels* und die Bestimmung der Stärke desselben ist gesetzlich dem Verfertiger des Kessels unter seiner eigenen Verantwortung überlassen.

In *Oesterreich* ist die Verwendung von Gusseisen und Messingblech zu den Wandungen der Dampfkessel, der Feuer- und Siederohre im Allgemeinen untersagt, doch ist es gestattet, Messingblech für Feuer- und Siederohre bis zu 10 cm (100 mm) Durchmesser anzuwenden. Zu den Wandungen sind in dieser Beziehung nicht zu zählen: Dampfdome, Siedervorköpfe, Mannlochdeckel, Putzlochdeckel, Rohrstützen und Deckel dazu, dann andere Armaturstücke, jedoch nur dann, wenn sie weder vom Kesselmauerwerk umschlossen, noch vom Feuer oder den Heizgasen berührt werden und deren Durchmesser nicht mehr als 60 cm (600 mm) beträgt. Uebersteigt die Dampfspannung nicht 6 at, so kann eine gusseiserne Domdecke (Domkopf) bis zu 75 cm (750 mm) äußeren Durchmesser erhalten, wenn der Domcylinder aus Eisenblech gebildet ist; Sieder (Bouilleurs) von mehr als 60 cm (600 mm) Durchmesser müssen, wenn sie mit gusseisernen Böden versehen werden sollen, conisch bis auf 60 cm (600 mm) zulaufende Vorköpfe erhalten. Für besondere Kesselconstructions kann die Anwendung des Gusseisens zu Constructionstheilen der Wandungen durch das Handelsministerium im Einvernehmen mit dem Ministerium des Innern von Fall zu Fall bewilligt werden.

In *Deutschland* dagegen dürfen die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerrohre und Siederohre nicht aus Gusseisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 cm (250 mm) bei Kugelgestalt 30 cm (300 mm) übersteigt, und die Verwendung von Messingblech ist nur für Siederohre (Feuerrohre), deren lichte Weite 10 cm (100 mm) nicht übersteigt, gestattet.

Das bis heute *zuverlässigste Material* für die Herstellung gewöhnlicher Dampfkessel ist *Eisenblech* (Schweißisen) und zwar in den besten Sorten in Oesterreich *steirisches Blech*, in Deutschland *westphälisches* oder *rheinländisches Blech* und in England

*Lowmoor-Blech.* Als vorzüglich für die Herstellung von Dampfkesseln geeignetes Material (fälschlich *Stahlblech* genannt) erweist sich in Oesterreich in neuester Zeit das sogenannte *Neuberger Bessemer- und Martin-Eisen (Flusseisen)*, unter der Voraussetzung richtiger Behandlung.

Die Blechdicke cylindrischer Kesselmäntel mit innerem Dampfdruck aus *Eisenblech* (Schweißeisen) nehmen wir unter Voraussetzung *einfacher Längsnietung*, mit den Bezeichnungen

$\delta$  = Blechdicke in Millimeter,

$D$  = Durchmesser des Kesselmantels in Meter,

$p$  = Dampfspannung in Atmosphären Ueberdruck

$$\delta = 1,4 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} \quad \dots \quad (308)$$

und bei Anwendung doppelter Längsnietung nach *Radinger*

$$\delta = 1,1 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} \quad \dots \quad (309)$$

und gehen hierbei unter gewöhnlichen Verhältnissen im Hinblick auf das Verstemmen mit der Blechdicke nicht unter

$$\delta_{\min} = 6 \text{ mm} \quad \dots \quad (310)$$

und im Hinblick auf die Schwierigkeit der Handnietung bei großem Nietbolzen-Durchmesser, mit der Blechdicke nicht über

$$\delta_{\max} = 18 \text{ mm} \quad \dots \quad (311)$$

Bei Verwendung von *Flusseisen* (fälschlich *Stahlblech*) und Voraussetzung *doppelter Längsnietung* nehmen wir

$$\delta = 0,85 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} \quad \dots \quad (312)$$

Für die *Feuerrohre der Cornwallkessel*, welche äußerem Dampfdruck ausgesetzt sind, erhält man für *Eisenblech* mit den Bezeichnungen

$\delta$  = Blechdicke in Millimeter,

$D$  = Durchmesser des Feuerrohres in Meter,

$L$  = Rohrlänge zwischen je zwei aufeinander folgenden Versteifungsringen, in Meter,

$p$  = Dampfspannung in Atmosphären Ueberdruck,

nach *Fairbairn*

$$\delta = 2,7 \cdot \sqrt{D \cdot L \cdot p} \quad \dots \quad (313)$$

nach *Radinger*

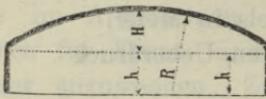
$$\delta = 1,4 D \cdot p + 0,6 \cdot L + 3 \text{ mm} \quad \dots \quad (314)$$

wovon wir den größeren Wert beibehalten.

Die *Breite der Kesselbleche* richtet sich nach der Einrichtung des Walzwerkes, von welchem selbe bezogen werden, und ihre Länge nach dem zulässigen Maximalgewicht.\*)

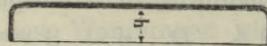
*Gewölbte Kesselböden* aus Eisenblech können theoretisch dieselbe Blechstärke erhalten, wie der anschließende cylindrische Kesseltheil, wenn der Radius der Wölbung gleich ist dem Durch-

Fig. 194.



Gewölbte Kesselböden.

Fig. 195.



Ebene Kesselböden.

messer des cylindrischen Kesseltheiles; sie erhalten jedoch gewöhnlich wegen der Umflantschung (Umbördelung) eine um 2<sup>mm</sup> größere Wandstärke,\*\*) also

$$\delta_1 = \delta + 2^{\text{mm}} \quad \dots \dots \dots (315^{***})$$

und diese Formel gilt auch für alle Kesseltheile, für welche die Bleche umgefantscht werden müssen, also für *Domcylinder*, *Wasserstandsvorköpfe* und *Verbindungsstutzen bei Siederkesseln* etc.

*Ebene Kesselböden* ist man aus praktischen Gründen nicht

\*) Kesselbleche in rechtwinkligen Tafeln (Platten) werden von der *Oesterreichisch-Alpinen Montangesellschaft* in Wien von 5 bis 7 mm Dicke bis 1900 mm breit und über 7 bis 30 mm Dicke bis 2370 mm breit geliefert, und zwar: aus Puddeleisen von 20 bis 700 kg (Neuberg bis 2000 kg) und aus Bessemer- oder Martin-Eisen von 20 bis 1000 kg schwer (Neuberg bis 2500 kg). Die einzelnen Werke liefern die Bleche in folgenden Breiten:

- Krieglach, Prevali und Zeltweg bis 1600 mm,
- Donnawitz bis 1800 mm,
- Pichling bis 1900 mm,
- Neuberg bis 2370 mm.

\*\*) Die Nietenstärke in der Endnaht richtet sich natürlicher Weise nur nach der Blechstärke des cylindrischen Mantels und nicht nach der größeren des Bodens.

\*\*\*)) Nachstehende Tabelle enthält die in Fig. 194, Text, cotirten Dimensionen und beiläufigen Gewichte, nach welchen mittels Maschinen ge-

in der Lage, so dick zu machen, dass sie ohne weiters dem Dampfdruck Stand halten, man wählt deshalb die Blechdicke derselben innerhalb praktisch zweckmäßig erscheinender Grenzen und schützt die ebenen Böden durch entsprechende Versteifungen gegen die Ausbauchung, also bei Cornwallkesseln nebst den Feuerrohren durch am Boden und cylindrischen Mantel mittels Winkeleisen angenieteten Versteifungsblechen, bei Siederohrkessel durch Stehbolzenrohre, welche mit größerer Wandstärke ausgeführt und an den Enden mit Gewinde versehen werden oder durch Distanzstangen

bördelte gewölbte Kesselrundböden von der Oesterreichisch-Alpinen Montangesellschaft in Wien ab Werk Neuberg sowohl aus Puddeleisen *Ima* Qualität, als auch aus *Flusseisen* (Bessemer- oder Martin-Eisen) geliefert werden.

Tabelle der gewölbten Kesselböden.

Aeüßerer Boden- durchm. mm	Höhe der		Halbm. der Wölbung mm R	Blechdicke in Millimeter					
	Krempe mm h	Wöl- bung mm H		8	10	12	15	18	22
				Beiläufiges Gewicht per Stück in Kilogr.					
320	80	35	320	11	16	—	—	—	—
400	80	50	400	14	18	—	—	—	—
500	80	60	500	22	27	—	—	—	—
600	80	70	600	29	38	44	—	—	—
650	100	80	650	36	45	55	—	—	—
700	100	90	700	40	51	61	—	—	—
800	100	105	800	49	63	75	95	—	—
900	100	120	900	60	75	90	115	—	—
945	100	125	945	65	80	100	125	—	—
1000	100	130	1000	—	88	107	135	—	—
1050	100	135	1050	—	100	120	150	—	—
1100	110	140	1100	—	107	140	165	—	—
1265	110	150	1265	—	135	164	206	—	—
1300	110	160	1300	—	145	172	215	260	—
1425	110	170	1425	—	—	200	250	303	370
1500	110	180	1500	—	—	218	275	330	405
1580	110	190	1580	—	—	245	310	370	450
1820	120	155	3000	—	—	—	423	510	—
1900	120	240	1900	—	—	330	415	500	—

*Anmerkung.* Die mittels Maschinen gebördelten Kesselböden können um 5 bis 10 mm größer oder kleiner als die angegebenen Durchmesser geliefert werden. Mit Handarbeit gebördelte Böden werden nach Uebereinkommen ausgeführt.

Für die Blechdicke solcher versteifter ebener Böden nehmen wir als Anhalt, wenn

$D$  den Durchmesser des Bodens in Meter,

$p$  die Dampf-Spannung in Atmosphären Ueberdruck

$\delta_2$  die Blechdicke in Millimeter

bezeichnen:

$$\delta_2 = 1,55 \cdot D \cdot p + 4 \text{ mm} \dots \dots \dots (316^*)$$

und bestimmen auch die Dicke von *ebenen Rohrwänden* aus Eisenblech nach derselben Formel Gl. (316)

Die *schmiedeisernen Siederohre* von 50 bis 95 mm der horizontalen Röhrenkessel und die *schmiedeisernen Wasserrohre* von 90 bis 150 mm der Wasserrohrkessel erhalten gewöhnlich eine Wandstärke, welche wir durch die Formel

$$\delta = 0,025 D + 2 \text{ mm} \dots \dots \dots (317)$$

ausdrücken können, in welcher

$D$  den lichten Rohrdurchmesser in Millimeter und

\*) Nachstehende Tabelle enthält die in Fig. 195, Text, cotirten Dimensionen und beiläufigen Gewichte, nach welchen mittels Maschinen gebördelte *ebene Kesselrundböden* von der *Oesterreichisch-Alpinen Montangesellschaft* in Wien ab *Werk Neuberg* sowohl aus *Puddeleisen* *Ima* Qualität, als auch aus *Flusseisen* (Bessemer oder Martin-Eisen) geliefert werden.

**Tabelle der ebenen Kesselböden.**

Aeußerer Boden- Durchmesser  mm	Höhe der Krempe  mm <i>h</i>	Blechdicke in Millimeter						
		8	10	12	15	18	22	26
		Beiläufiges Gewicht per Stück in Kilogr.						
480	80	21	25	—	—	—	—	—
500	80	22	27	—	—	—	—	—
630	80	31	39	46	—	—	—	—
710	100	41	52	62	—	—	—	—
1200	110	—	123	147	184	—	—	—
1300	110	—	—	—	200	250	300	355
1700	120	—	—	—	335	400	490	580
1900	120	—	—	—	430	520	—	—
2000	120	—	—	—	450	550	—	—

*Anmerkung.* Die mittels Maschinen gebördelten Kesselböden können um 5 bis 10 mm kleiner als die angegebenen Durchmesser geliefert werden. Mit Handarbeit gebördelte Böden werden nach Uebereinkommen geliefert.

$\delta$  die Wandstärke ebenfalls in Millimeter bezeichnet.

*Ankerrohre* erhalten eine etwas größere Wandstärke als die Formel Gl. (317) ergibt.

Die *Wandstärke des cylindrischen Theiles* der *gusseisernen* Domdecken, Wasserstandsvorköpfe und Siedervorköpfe bestimmen wir mittels der Formel

$$\delta = 5,5 \cdot D \cdot p + 12 \text{ mm} \dots \dots \dots (318)$$

in welcher

$D$  den äußeren Durchmesser in Meter,

$p$  die Dampfspannung in Atmosphären Ueberdruck und

$\delta$  die Wandstärke in Millimeter

bezeichnet, und nehmen die Dicke der ebenen durch Passleisten versteiften Bodenwandung  $\frac{5}{4}$  bis  $\frac{3}{2}$  davon \*)

1. *Beispiel.* Wie dick sollen die Bleche für den in Fig. 139, Text, gezeichneten einfachen cylindrischen Dampfkessel für 5 at Ueberdruck sein, welcher im cylindrischen Theil 0,7 m, im Dom 0,5 m und im Schlamm-sammler 0,4 m und im Wasserstandsvorkopf 0,36 m Durchmesser erhält, wobei überall einfache Nietung vorausgesetzt und als Material Eisenblech (Puddeleisen) angewendet wird.

Die Gl. (308) gibt hiefür die folgenden Blechdicken für die cylindrischen Theile:

des *Kessels*

$$\delta = 1,4 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 1,4 \cdot 0,7 \cdot 5 + 3 = 7,9 \sim 8 \text{ mm}$$

des *Domes*

$$(\delta) = 1,4 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 1,4 \cdot 0,5 \cdot 5 + 3 = 6,5$$

und weil dasselbe gebördelt wird

\*) Die *Gewichtsberechnung* eines Dampfkessels kann *annähernd* erfolgen, indem man aus den Blechdicken, Längen und Durchmessern der einzelnen Kesseltheile ohne Rücksicht auf Ueberlappungen deren Gewicht berechnet, wobei die Tabelle der specifischen Gewichte (P. I. S. 3) zur Anwendung kommt, und diesem sich so ergebenden Gewichte noch im Mittel 20  $\frac{0}{10}$  (allgemein 15 bis 25  $\frac{0}{10}$  je nach dem Kesselsystem und der Größe der verwendeten Blechtafeln) für Ueberlappungen, Winkeleisen und Nietköpfe hinzuzählt. Die Gewichte der gusseisernen Vorköpfe und Pratzten sind dabei nicht inbegriffen, sondern gesondert zu berechnen und obigem Gewichte zuzuzählen, um das Gesamtgewicht des Kessels zu erhalten.

Im *Kostenvoranschlage* wird der Preis des *Kessels* auf Grundlage obigen Gesamtgewichtes und hiervon gesondert der Preis der *Heiz- und Sicherheitsarmatur* und die Kosten der amtlichen *Kesselprobe* angeführt.

$$\delta_1 = (\delta) + 2 \text{ mm} = 8,5 \text{ mm}$$

des Schlamm Sammlers

$(\delta) = 1,4 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 1,4 \cdot 0,4 \cdot 5 + 3 = 5,8 \sim 6 \text{ mm}$   
und wieder wegen der Umflantschung

$$\delta_1 = (\delta) + 2 \text{ mm} = 6 + 2 = 8 \text{ mm}$$

des Wasserstandsvorkopfes

$(\delta) = 1,4 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 1,4 \cdot 0,36 \cdot 5 + 3 = 5,52 \sim 5,5 \text{ mm}$   
und ebenfalls wegen der Umflantschung

$$\delta_1 = (\delta) + 2 \text{ mm} = 5,5 + 2 = 7,5 \text{ mm}$$

2. Beispiel. Welche Blechdicke soll der cylindrische Mantel eines Cornwalkessels von 1,9 m Durchmesser erhalten, wenn die Dampfspannung 6 at Ueberdruck betragen soll und als Material Eisenblech (Puddeleisen) mit doppelter Längsnietung angewendet wird?

Man erhält hiefür nach Gl (309

$$\delta = 1,1 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 1,1 \cdot 1,9 \cdot 6 + 3 = 15,54 \sim 16 \text{ mm}$$

3. Beispiel. Welche Blechdicke erhält der Kesselmantel des im vorstehenden 2. Beispiele behandelten Cornwalkessels, wenn hierzu Neuburger Bessemer- oder Martin-Eisen (Flusseisen) angewendet wird?

Wir erhalten hiefür nach Gl. (312 die Blechdicke

$\delta = 0,85 \cdot D \cdot p + 3 \text{ mm} = 0,85 \cdot 1,9 \cdot 6 + 3 = 12,67 \sim 13 \text{ mm}$   
also etwas über  $\frac{3}{4}$  von derjenigen, welche für Eisenblech erforderlich war.

4. Beispiel. Die beiden Feuerrohre eines Cornwalkessels für 6 at Ueberdruck erhalten 0,75 m Durchmesser und Versteifungsringe nach Fig. 166, Text, in Entfernungen von je 1,4 m. Wie groß soll die Blechdicke dieser Rohre für Eisenblech sein?

Es ist hiefür

$$D = 0,75 \text{ m}$$

$$L = 1,4 \text{ m}$$

$$p = 6 \text{ at}$$

und hiermit nach Gl. (313 die Blechdicke

$$(\delta) = 2,7 \cdot \sqrt{D \cdot L \cdot p} = 2,7 \cdot \sqrt{0,75 \cdot 1,4 \cdot 6} = 6,75 \sim 7 \text{ mm}$$

und nach Gl. (314 die Blechdicke

$$\delta = 1,4 \cdot D \cdot p + 0,6 \cdot L + 3 \text{ mm} = 1,4 \cdot 0,75 \cdot 6 + 0,6 \cdot 1,4 + 3 = 10,14 \sim 10 \text{ mm}$$

und wir behalten den letzteren Wert als den größeren bei, daher der vorhergehende Wert von  $\delta$  in Klammern gesetzt wird.

5. Beispiel. Wie groß soll die Wandstärke des ebenen versteiften Bodens eines Cornwalkessels von 1,9 m Durchmesser bei 6 at Ueberdruck werden?

Für die Benützung der Gl. (316 ist

$$D = 1,9 \text{ m}$$

$$p = 6 \text{ at}$$

und somit die Wandstärke des Bodens

$$\delta_2 = 1,55 \cdot D \cdot p + 4 \text{ mm} = 21,67 \sim 22 \text{ mm}$$

6. *Beispiel.* Der Dom eines Kessels für 6 at Ueberdruck erhält eine gusseiserne Decke von 750 mm äußerem Durchmesser mit angegossenen Rohrstützen. Es ist die Wandstärke der Domdecke zu bestimmen.

Für den cylindrischen Theil dieser Decke erhalten wir die Wandstärke nach Gl. (318)

$$\delta = 5,5 \cdot D \cdot p + 12 \text{ mm} = 5,5 \cdot 0,75 \cdot 6 = 36,75 \sim 37 \text{ mm}$$

und für die um das Mannloch herum durch eine Passleiste von 5 mm Höhe versteifte ebene Decke

$$\delta_2 = \frac{5}{4} \cdot \delta = \frac{5}{4} \cdot 37 = 46,25 \sim 46 \text{ mm}$$

also an dem durch die Passleiste verstärkten Rande

$$\delta_2' = 46 + 5 = 51 \text{ mm}$$

Auch dem cylindrischen Rand geben wir unten eine Passleiste von 3 mm Höhe in der Breite des anzunietenden Blechrandes, welche zum genauen Anpassen des Bleches abgedreht wird, so dass also dieser Rand der Domdecke

$$\delta_2'' = 37 + 3 = 40 \text{ mm}$$

Wandstärke im abgedrehten Zustande aufweist.

**6. Herstellung der Dampfkessel.** Sobald die Zeichnung des Kessels festgestellt und die Blechaustheilung vorgenommen ist — welche in der Blechtabelle ihren Ausdruck findet, worin die Länge, Breite und Dicke, Qualität und das Gewicht jeder einzelnen erforderlichen Blechtafel und die Dimensionen der erforderlichen Nieten und Winkeleisen eingetragen sind — erfolgt sofort die Blechbestellung beim Eisenhüttenwerk, damit die Bleche rechtzeitig eintreffen.

Bezüglich der Blechaustheilung ist der Grundsatz festzuhalten, dass möglichst große Bleche vorzuziehen sind, um möglichst wenig Nietreihen zu erhalten; da jedoch große Bleche schwerer und deshalb im Preise per 100 kg höher stehen als kleinere, so wird auch der Preis der Bleche bei der Blechaustheilung in Rücksicht zu ziehen sein. Bei der Blechaustheilung ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, dass keine Nietnaht in die unmittelbare Nähe der Feuerbrücke kommt, und wenn nicht durchaus das gleiche *beste* Material, also die gleiche Qualität des Materials angewendet wird, so muss doch *bestes Material* für die über dem Rost und der Feuerbrücke liegenden Platten (Feuerplatten) angewendet werden. Rundböden werden am besten gleich in der richtigen Form vom Hüttenwerk bezogen.

Sind die Bleche vom Hüttenwerk eingelangt, so werden dieselben vor ihrer Verwendung *sorgfältig geprüft* und zwar sowohl

bezüglich der Echtheit der *Marke* als auch bezüglich der *Reinheit der Blechoberfläche* und bezüglich *vollkommener Schweißung*, letzteres durch Abklopfen mittels eines Handhammers. Blechtafeln, welche sich hierbei, oder später während ihrer Bearbeitung als mangelhaft erweisen, müssen unnachsichtlich zurückgestellt und durch fehlerlose ersetzt werden.

Es erfolgt nun das *Anreißen* der Blechtafeln für die Herstellung der Nietlöcher, sodann das Lochen oder Bohren derselben. Ersteres erfolgt auf der gewöhnlich in der Kesselschmiede vorhandenen combinirten *Lochmaschine und Schere*, welche bei vollkommenerer Einrichtung auch eine besondere Vorrichtung zum Verschieben der Blechtafel um eine Theilung aufweist.\*) Das Bohren erfolgt entweder auf einer *freistehenden Bohrmaschine* oder *Wandbohrmaschine* oder endlich auf der ebenfalls gewöhnlich in der Kesselschmiede vorhandenen *Radialbohrmaschine*. In Specialwerkstätten sind zum Bohren auch Specialmaschinen vorhanden, welche entweder die besondere Einrichtung haben, dass die schon gebogenen und provisorisch zusammengepassten Bleche gleichzeitig gebohrt werden (*Nietlochbohrmaschinen*) oder in die noch ebenen Platten gleichzeitig eine ganze Reihe von Löchern gebohrt wird (*Reihenbohrmaschine*).

Flusseisenbleche (fälschlich Stahlbleche) sollen nur gebohrt werden, oder doch wenigstens 1 bis 2<sup>mm</sup> kleiner gelocht und dann auf das richtige Maß nachgebohrt werden, um die Blechtafeln vor Schaden zu bewahren.

Hierauf folgt die Bearbeitung der Blechkanten, insbesondere das Abschrägen derselben für das Verstemmen (Schräge gleich  $\frac{1}{3}$  der Blechdicke) und zwar entweder von Hand mittels Meißel und Feile oder in besser eingerichteten Kesselschmieden mittels der *Blechkantenhobelmaschine*. Von J. Fisher in Amerika wird zum Abschrägen der Blechkanten eine Schere mit schief geführtem Schermesser angewendet.\*\*)

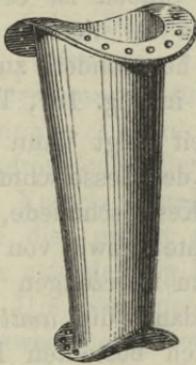
\*) Beim Lochen wird, um ein reines Loch zu erzielen, die Matrize um  $\frac{1}{4}$  der Blechdicke weiter gemacht als der Stempel und beim Zusammenpassen der Bleche ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass die beiden Bleche mit den engeren Lochseiten aneinander zu liegen kommen.

\*\*\*) Siehe hierüber: *Wencelides*, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur

Es folgt nun das Biegen der Bleche mittels der Blechbiegemaschine, hierauf das Zusammenstellen der Rohrsätze, das Ausreiben nicht passender Löcher und das Versenken der Löcher, endlich das Nieten und Verstemmen.

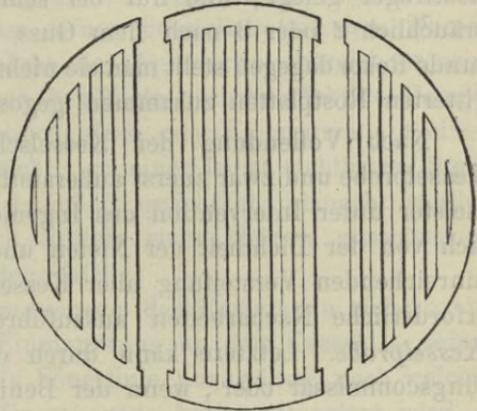
Inzwischen sind auch die gusseisernen Bestandtheile gegossen und Wasserstandsvorköpfe, Domköpfe u. dgl. an den Passflächen

Fig. 196.



Galloway-Stutzen.

Fig. 197.



Gegitterte Rostplatten zu einem runden Rost.

abgedreht worden, die Blechböden gebohrt, Rohrwände gebohrt, und bei Cornwallkesseln die Löcher für die Feuerrohre auf einer entsprechend großen *Plandrehbank* herausgestochen worden, so dass diese Theile zum Einnieten rechtzeitig bereit liegen.

Rohrstutzen zur Verbindung der Sieder untereinander und mit dem Oberkessel werden gegenwärtig schon fast allgemein der Länge nach geschweißt und an den Enden beiderseits angenietet, letzteres am Aufstellungsorte des Kessels. Flusseisenbleche erfordern das Ausglühen nach vorgenommener Bearbeitung und dazu dienen die *Blechglühöfen*.

Die *Siederohre* der horizontalen Röhrenkessel etc. werden gegenwärtig gewöhnlich mittels *Dudgeon's Rohr dichtapparat* ein-

Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876.

gerollt und die vorstehenden Ränder mittels eigens hiezu geformter *Stemmer* umgebördelt. \*)

Die Galloway-Stützen sind conisch, wie in Fig. 196, Text, derart, dass der untere Rand durch das Loch des Feuerrohres hindurchgeht, um welches sich der obere Rand außen anlegt und werden in das sonst fertige Feuerrohr eingienietet.

Die Roststäbe werden für rechteckige Planroste nach Fig. 112 und 113, Text, gewöhnlich einzeln geformt und einzeln auf die Rostträger gelegt, und nur bei sehr dünnen Stäben ist es gebräuchlich 2 oder 3 nach dem Guss zusammen zu nieten. Für runde Roste dagegen stellt man sie nicht einzeln her, sondern zu gegitterten Rostplatten zusammen gegossen, wie in Fig. 197, Text.

Nach Vollendung der Kesselschmiedarbeit folgt dann die Kesselprobe und zwar zuerst außeramtlich durch den Kesselschmiedmeister unter Intervention des Ingenieurs der Kesselschmiede, um sich von der Dichtheit der Nieten und Nietnähte, sowie von der hinreichenden Versteifung aller Kesseltheile, zu überzeugen und erforderliche Nacharbeiten auszuführen und dann die *amtliche Kesselprobe*. Letztere kann durch den amtlich bestellten Prüfungscommissär oder, wenn der Benützer des Kessels einer vom Staate autorisirten Gesellschaft zur Ueberwachung des Dampfbetriebes als wirkliches Mitglied angehört, von den amtlich hierzu ermächtigten Organen dieser Gesellschaft vorgenommen werden. Die Probe erfolgt mittels Wasserdruck durch Anwendung einer sogenannten Kesselprobirpumpe. Dieselbe hat stets vor der allfälligen Einmauerung oder Verkleidung des Kessels nach den für die amtliche Prüfung bestehenden Vorschriften stattzufinden. Bei Locomobilen ist die Probe mit der Verkleidung gestattet.

Der Probedruck hat in *Oesterreich* bei Dampfesseln, welche bis zu einer effektiven Dampfspannung (Ueberdruck) von 2<sup>at</sup> benützt werden sollen, das Doppelte, bei Kesseln für eine höhere Dampfspannung das Ein- und einhalbfache des zulässigen größten Druckes, vermehrt um den Druck von 1<sup>at</sup> zu betragen, also z. B. für einen Dampfessel für 6<sup>at</sup> Ueberdruck  $6 + 3 + 1 = 10^{\text{at}}$ .

---

\*) „Ueber die Befestigung der Siederohre in den Rohrwänden“ ist eine Abhandlung des Verfassers in Dingler's Polytechnischem Journal Bd. 227 enthalten.

In *Deutschland* erfolgt die Prüfung bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5<sup>at</sup> Ueberdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Ueberdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Ueberdruck um 5<sup>at</sup> übersteigt, also z. B. für einen Dampfkessel für 6<sup>at</sup> Ueberdruck mit  $6 + 5 = 11$ <sup>at</sup>.

Ueber die amtliche Kesselprobe wird ein *Certificat* ausgestellt, welches auch die Hauptdimensionen des Kessels und der Sicherheitsventile und ihr Belastungsgewicht angegeben enthält.

Jeder Dampfkessel muss ferner gesetzlich mit dem Namen des Verfertigers und dem Jahr der Anfertigung bezeichnet sein, und es muss die für denselben bewilligte höchste effektive Dampfspannung (Ueberdruck) in Atmosphären oder Kilogramm auf einen Quadrat-Centimeter ausgedrückt, an einer leicht sichtbaren Stelle des Kessels kennbar und dauerhaft ersichtlich gemacht werden und dies erfolgt gewöhnlich mittels einer kleinen gusseisernen oder aus Messing hergestellten Tafel.

Um eine richtige *Einmauerung* des Kessels zu sichern, ist es zweckmäßig vor seiner Einmauerung an dem Kessel — seiner Neigung entsprechend — die Feuerlinie anzureißen, nach welcher der Kessel am Platze der Einmauerung horizontal gelegt wird.

**7. Anforderungen der Sicherheit des Dampfbetriebes.** Hinsichtlich der Sicherheit des Dampfbetriebes gelten im Allgemeinen die Vorschriften der Dampfkesselgesetze.\*)

Von größter Wichtigkeit sind in dieser Hinsicht die *inneren und äußeren Revisionen* des Kessels beim Kesselputzen um Defecte rechtzeitig zu entdecken und rechtzeitig die Reparatur schadhaft gewordener Stellen vornehmen zu können.

Im Allgemeinen ist seitens des Heizers und desjenigen Fabriksbeamten, dem die Ueberwachung des Dampfbetriebes abliegt, ein Hauptaugenmerk darauf zu richten, die Ursachen zu erkennen,

---

\*) Die wichtigsten Bestimmungen des Dampfkessel-Gesetzes in *Oesterreich* und die in *Deutschland* geltigen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln sind im Auszuge übersichtlich zusammengestellt in des Verfassers kleinerem Werke: *Leitfaden des Dampfbetriebes* für Dampfkesselheizer und Wärter stationärer Dampfmaschinen, sowie für Fabriksbeamte und Industrielle. Zweite verbesserte und vermehrte Auflage. Reichenberg 1884.

als deren Folgen *Dampfkesselexplosionen* eintreten können. Als solche sind nach den heutigen Anschauungen folgende zu nennen:

1. Steigerung der Dampfspannung über das zulässige Maximum;
2. Ueberlastung der Sicherheitsventile aus irgend welchen Gründen;
3. Sinken des Wasserstandes unter die Feuerlinie durch Vernachlässigung ordnungsmäßiger Speisung,\*) Untauglichkeit der Speisevorrichtung oder Schadhaftheit des Dampfkessels oder seiner Armatur, oder endlich durch undichte Flantschenverbindungen;
4. Verderbnis der Kesselwände durch verbrannte Bleche; Nietlochrisse, Abrosten, Blasen, Beulen, Anrisse oder Corrosion und besondere Materialfehler;
5. Erschütterung der Wandung eines unter Druck stehenden Dampfkessels;
6. Plötzliche starke Abkühlung der Kesselwandung, insbesondere der dem Feuer am meisten ausgesetzten Kesselplatten (Feuerplatten) durch kalte Luft bei lange geöffneter Heizthüre und offenem Rauchschieber;
7. Ablagerung von Kesselstein\*\*) in dicken Schichten in Folge vernachlässigter Obsorge beim Kesselputzen;
8. Ueberhitzung des Wassers und der damit im Zusammenhange stehende Siedverzug durch Vernachlässigung ordnungsmäßiger Speisung (spontane Dampfentwicklung);
9. Unachtsames Anschüren des Feuers nach Pausen\*\*\*) bei

\*) „Ueber die Hintanhaltung von Dampfkesselexplosionen durch ordnungsmäßige Speisung“ ist eine Abhandlung des Verfassers in der *Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G.* in Wien, III. Jahrg. 1878, Seite 27, enthalten.

\*\*) Sehr stark Kesselstein absetzendes Wasser wird am besten *auf chemischem Wege* gereinigt und ist hierbei ein *Chemiker* zu Rathe zu ziehen ohne dessen Intervention jedenfalls keine Chemikalien zur Anwendung zu bringen sind, da sonst leicht eher Schaden als Nutzen gestiftet werden kann.

\*\*\*) Die Ansammlung explosiver Gase im Feuerraum eines Dampfkessels findet durch trockene Destillation statt, wenn am Rost glühende Kohle unter Luftabschluss bei verschlossener Heizthüre und Aschenfallthüre belassen wird. Es ist deshalb solche Aufbewahrung des Brennmaterials im

geschlossenem Rauchschieber und in Folge dessen die Explosion im Feuerraum;

#### 10. Feuer im Kesselhaus.

Die gewissenhafte innere und äußere Revision des Kessels seitens des Heizers und des sachverständigen Revisionscommissärs, die Ehrlichkeit und Aufrichtigkeit des Heizers seinem Vorgesetzten in der Fabrik und dem sachverständigen Revisionscommissär gegenüber und die Zuverlässigkeit des Heizers in der gewissenhaften Erfüllung seiner Dienstspflichten geben sonach die sicherste Gewähr gegen die Gefahr einer Dampfkesselexplosion.

Selbstverständlich darf der Kessel während des Ganges der Maschine unter keiner Bedingung ohne Aufsicht seitens eines Sachverständigen belassen werden und soll auch, um die Aufmerksamkeit des Heizers nicht abzulenken, das Kesselhaus Niemandem als dem Heizer oder den Heizern, falls deren mehrere im Kesselhause zugleich bedient sind, zum beständigen Aufenthaltort dienen.

**8. Anforderungen der Oekonomie der Heizung.** Die Oekonomie der Heizung gelangt am kürzesten in folgendem Satze zum Ausdruck: Soll die Heizung ökonomisch sein, so muss die Dampferzeugung mit dem möglichst geringsten Aufwande von Brennmaterial erfolgen. Die Befolgung dieses Grundsatzes gewinnt insbesondere Wichtigkeit für größere Etablissements, in welchen die für das Brennmaterial pro Jahr zur Ausgabe gelangenden Beträge so hoch sind, dass Ersparungen auch nur weniger Prozente hievon schon bedeutende Summen ausmachen.

Ob man aber ökonomisch heizt, darüber kann man nur durch möglichst genaue *Messung der Wasserverdampfung und des gleichzeitigen Brennmaterialverbrauches* mit Bestimmtheit Aufschluss erhalten. Es empfiehlt sich deshalb einen verlässlichen Wassermesser einzustellen und dessen Anzeigen in bestimmten

---

Feuerraum, das sogenannte *Decken* des Feuers zu verbieten; findet es aber dennoch statt, wie z. B. bei Abstellung auf kurze Zeit (über Mittag) so muss man, ehe das Feuer wieder angeschürt wird, zuerst den Rauchschieber oder die Rauchklappe öffnen, damit diese Gase vorher in den Schornstein abziehen können. Letztere Vorsicht hat man übrigens auch am Morgen vor dem Anfeuern zu beobachten, um eventuelle Gefahren, welche durch die Explosion im Feuerraum entstehen, zu vermeiden.

Zeitabschnitten in einem besonders hiezu angelegten Buche zugleich mit dem Kohlenverbrauch zu notiren und daraus Durchschnittswerte der mit 1 <sup>kg</sup> Kohle verdampften Wassermenge zu berechnen und diese in einem *Diagramm* graphisch zur Darstellung zu bringen, welches letztere mit einem Blick den ganzen Verlauf einer längeren Periode übersehen lässt und die Anregung gibt, die Ursachen der Abnahme oder Zunahme dieser Größen zu ergründen und sich sohin der höchsten erreichbaren Oekonomie möglichst zu nähern. Wir empfehlen deshalb die Befolgung des Grundsatzes: „*Es soll keine Kohle ungewogen auf den Rost und kein Wasser ungemessen in den Kessel gelangen, und dabei ordnungsmäßige Speisung mit normalem Wasserstande eingehalten werden.*“ Heizerprämien werden mithelfen die gewünschte Oekonomie zu erzielen.

Was nun der Heizer durch seine Person zur Erzielung ökonomischer Heizung beitragen kann, ist kurz benannt folgendes:

1. Das Brennmaterial soll möglichst trocken sein, den Rost vollständig und gleichmäßig in nicht zu hoher Schichte bedecken und in entsprechend geringer Menge aufgeworfen werden; das Aufwerfen frischen Brennmaterials soll bei geschlossenem Rauchschieber und möglichst schnell erfolgen.
2. Die Beschickung hat sich nach dem vorhandenen Feuerungssysteme zu richten und ist deshalb alles diesbezüglich schon früher bei den Feuerungssystemen (S. 226) angegebene auch hier zu beachten.
3. Die Führung der Feuerung hat sich auf die Erhaltung constanter Dampfspannung also constanter Manometeranzeige zu richten, derart, dass bei steigender Dampfspannung der Zug mittels des Rauchschiebers zu mäßigen ist und umgekehrt.
4. Der Rost ist thunlichst von Schlacken und der Kessel außen von Ruß und Flugasche, und innen von Schlamm und Kesselstein frei zu halten. Es sind deshalb die Züge entsprechend oft, mindestens aber wöchentlich einmal zu putzen und muss innerhalb entsprechend langer Zeiträume das gründlich vorzunehmende Kesselputzen stattfinden, um den Kesselstein zu entfernen; mittlerweile soll

aber täglich am Morgen vor dem Anheizen und bei geringer Dampfspannung das Ablassen des Schlammes durch Öffnen des Ablasshahnes erfolgen. Deshalb, und um auch den für die Betriebssicherheit gefährlichen Siedeverzug hintanzuhalten, muss man stets vor Stillstandspausen und vor Abstellung des Kessels noch hinreichend viel Wasser in den Kessel speisen, einerseits um beim Anheizen stets lufthaltiges Wasser im Kessel zu haben, andererseits um auch nach dem Schlammablassen noch hinreichend viel Wasser im Kessel zu behalten.

5. Der Aschenfall ist öfters am Tage von Asche zu befreien und die normale Zugregulirung nicht durch Öffnen der Heizthüre, sondern mittels des Rauchschiebers zu bewerkstelligen.
6. Das Speisen soll nach Massgabe des jeweiligen Dampfverbrauches, am besten continuirlich erfolgen,\*) mindestens aber oft und mäßig derart, dass der Wasserstand nicht zu bedeutende Schwankungen in seiner Höhenlage erfährt.

Bei steigender Dampfspannung wird man ebenfalls speisen, um dem ferneren Steigen derselben entgegenzuwirken.

7. Das Speisewasser soll vorgewärmt in den Kessel gelangen und ist deshalb alles bei den Vorwärmern angegebene (Seite 221) auch hier zu beachten.
8. Die Dampfspannung ist möglichst hoch zu halten, also nahe gleich der höchsten zulässigen.

Bezüglich der *Höhe der Dampfspannung* ist mit Rücksicht auf den *ökonomischen Dampftrieb* hervorzuheben, dass es viel vortheilhafter ist mit höherer Dampfspannung zu arbeiten, und dass die höchsten erreichbaren Dampfspannungen auch der Anforderung höchster Oekonomie des Dampfbetriebes entsprechen. Theoretisch ist dieser Grundsatz am besten mittels der nachstehenden *Fliegner'schen Dampfspannungs-Tabelle* zu begründen, welche bis zu den höchsten gegenwärtig bei stationären Dampfkesseln

---

\*) Siehe hierüber „Anforderungen des Betriebes der Kolbenpumpen“ P. I. Seite 232 u. d. f.

angewendeten Dampfspannungen (10<sup>at</sup> Ueberdruck = 11<sup>at</sup> absolut) reicht.

Fliegner'sche Dampfspannungs-Tabelle.

Absolute Dampfspannung in Atmosphären à 1 kg/cm	Temperatur Grade Celsius	Calorien Gesamtwärme über Wasser von 0° C	Differenz	Gewicht von 1 kbm Dampf in Kilogramm
1	99,09	636,73	636,73	0,5717
2	119,57	642,97	6,24	1,096
3	132,80	647,00	4,03	1,603
4	142,82	650,06	3,06	2,101
5	150,99	652,56	2,50	2,590
6	157,94	654,68	2,12	3,074
7	164,03	656,53	1,85	3,553
8	169,46	658,18	1,65	4,028
9	174,38	659,68	1,50	4,499
10	178,89	661,06	1,38	4,967
11	183,05	662,33	1,27	5,432

Die erste Rubrik enthält die absoluten Dampfspannungen, also um 1<sup>at</sup> mehr als das Manometer zeigt, welches nur den Dampfüberdruck über die äußere Atmosphäre angibt.

Die zweite Rubrik enthält die zugehörige Dampf- und Wassertemperatur und man kann durch ein in einem schmiedeisernen Rohr im Oelbad in den Wasserraum des Dampfkessels eingebrachtes Thermometer durch Beobachtung dieser Temperatur erkennen, ob Dampfspannung und Wassertemperatur im Einklange sind, oder ob die Wassertemperatur höher und mithin ein Siedverzug z. B. durch eine oben auf dem Wasser schwimmende Fettschichte oder in Folge luftarmen ausgekochten Wassers vorhanden ist.

Die dritte Rubrik enthält diejenige Wärmemenge in Calorien, welche in 1<sup>kg</sup> Dampf von der betreffenden Dampfspannung mehr enthalten ist, als in 1<sup>kg</sup> Wasser von 0° C, welche also aufgewendet werden musste, um aus 1<sup>kg</sup> Wasser von 0° C, 1<sup>kg</sup> Dampf von der betreffenden Spannung zu erzeugen.

Die vierte Rubrik enthält die Differenz des Mehrerfordernisses an Calorien zur Erhöhung der Dampfspannung auf die nächstfolgende um 1<sup>at</sup> höhere Dampfspannung, und es erfordert somit die erste Atmosphäre über Null volle 636,73 °, die zweite über

Null, also die erste Atmosphäre Ueberdruck aber nur um 6,24 ° mehr, die dritte über Null nur um 4,03 ° mehr u. s. f.

Es wird also jede nächstfolgende Atmosphäre verhältnismäßig billiger zu stehen kommen und somit ist die Anwendung der höchsten Dampfspannungen ökonomisch am vortheilhaftesten.

Andererseits aber steht der hohen Dampfspannung bei den sogenannten dickwandigen Kesseln die große Blechstärke und mit der hohe Anschaffungspreis und die geringere Wärmeleitfähigkeit des dickeren Bleches gegenüber und daraus erklärt sich das Streben nach Vervollkommnung der Construction der dünnwandigen Wasserrohrkessel, welche bei verhältnismäßig sehr geringer Wandstärke ohne Gefahr die höchsten schon gegenwärtig in Anwendung gekommenen Dampfspannungen (bis 10<sup>at</sup> Ueberdruck) und noch mehr als diese zulassen, während man bei den dickwandigen Kesseln aus den genannten Gründen gegenwärtig gewöhnlich 6<sup>at</sup> Ueberdruck anwendet, und nur bei den verhältnismäßig kleinere Durchmesser aufweisenden Siederkesseln im Allgemeinen bis 7<sup>at</sup> Ueberdruck geht.

## V. DIE DAMPFMASCHINEN.

**1. Zweck und Arten der Dampfmaschinen.** Die Dampfmaschinen dienen zur Verwertung der Dampfkraft durch Arbeitsleistung, also durch Vermittlung des Dampfkessels zur *Umsetzung der Wärme in Arbeit*.

Man unterscheidet nach der Wirkung des Dampfes *Volldruckmaschinen* und *Expansionsmaschinen*; nach der Grenze der Ausnützung der Dampfspannung *Auspuffmaschinen* und *Condensationsmaschinen*; endlich nach ihrer Construction *Eincylindermaschinen*, *Zwillingsmaschinen*, *Dreicylindermaschinen*, *Viercylindermaschinen*, *Wolf'sche Maschinen* und *Compoundmaschinen*, und endlich *oscillirende Dampfmaschinen* und *rotirende Dampfmaschinen*. Nach ihrer Aufstellung unterscheidet man *verticale oder stehende Dampfmaschinen*, *horizontale oder liegende Dampf-*

*maschinen, Diagonalmaschinen, Wanddampfmaschinen, Balanciermaschinen.* Endlich unterscheidet man *stationäre Dampfmaschinen* mit solidem Fundament für den Fabriksbetrieb, *halbstationäre Dampfmaschinen* oder *Halblocomobile* für den Klein-gewerbebetrieb (Motoren für das Kleingewerbe) und für die Zwecke der elektrischen Beleuchtung, *Locomobile*, d. i. auf Rädern stehende Maschinen sammt Kessel, hauptsächlich für die Zwecke der Landwirtschaft verwendet, und endlich *Locomotive*.

**2. Haupttheile der Dampfmaschinen.** Eine Zeichnung, welche die Haupttheile der Dampfmaschine sehr übersichtlich angeordnet enthält, zeigt Fig. 188, Text (S. 309), nämlich eine halbstationäre Ständermaschine mit verticalem Kessel.

Auf dem gemeinsamen Fundamentrahmen für den Kessel und die Dampfmaschine steht in der Mitte der *Dampfkessel* und zu beiden Seiten desselben sind die *Ständer der Dampfmaschine* aufgeschraubt.

Der rechtsseitige Ständer trägt unten den *Dampfzylinder* angeschraubt, an welchen der *Schieberkasten* angegossen ist. Im Dampfzylinder befindet sich der *Dampfkolben* auf der *Kolbenstange* und diese geht durch eine im oberen *Cylinderdeckel* enthaltene *Stopfbüchse* hindurch.

Der untere Cylinderdeckel ist voll. Beide Cylinderdeckel sind mit dem Cylinder mittels Flantschenverschraubung dampfdicht verbunden. Am oberen Cylinderdeckel befindet sich die mit zwei Hähnen und dazwischen enthaltenem Fassungsraum für die Schmiere (Cylinderöl oder Talg) versehene *Schmierbüchse*.

Die aus der Stopfbüchse hervortretende Kolbenstange ist am äußeren Ende mit dem *Kreuzkopf* verbunden, welcher an der *Führungsschiene* oder sogenannten *Geradführung* während des Kolben-Hin- und Herganges gerade geführt wird. Der Kreuzkopf enthält den *Kreuzkopfbolzen*, in welchen die *Leitstange* (Schubstange, Pleuelstange) eingehängt ist, die mit ihrem zweiten Ende den *Kurbelzapfen* mit dem *Leitstangenlagerkopf* umfaßt. Bei kleineren Maschinen ist der Leitstangenkopf beim Kreuzkopfbolzen nur mit einer geschlossenen Metallbüchse versehen, wie in Fig. 188, Text (S. 309); bei größeren Maschinen hingegen ist die Leitstange an beiden Enden mit nachstellbaren Lagerköpfen versehen.

Der Kurbelzapfen ist bei der in Betracht stehenden Ständer-

maschine ein *Stirnzapfen*, welcher in der *Kurbel* befestigt ist, und letztere ist auf der *Kurbelwelle* oder *Schwungradwelle* aufgekeilt.

Die Schwungradwelle ist bei der in Betracht stehenden Ständermaschine oben in den beiden Ständern gelagert. Auf derselben ist rechts die Kurbel (Stirnkurbel, Maschinenkurbel) und links ebenfalls außerhalb der Ständerlager (freitragend) das *Schwungrad* aufgekeilt. Damit die oben über dem Kessel liegende Schwungradwelle dem Schornstein ausweicht, sind die beiden Lagerständer, welche unten im Mittel des Fundamentrahmens aufgeschraubt sind, oben nach vorn abgebogen und die Lager sind schief getheilt, um sowohl die hauptsächlich durch den *Dampfdruck* auf den Dampfkolben — welcher durch die Kolbenstange, den Kreuzkopf und die Leitstange auf die Kurbel und hierdurch auf das Schwungradwellenlager an der Kurbelseite (Kurbellager) übertragen wird — und das *Gewicht* des Schwungrades hervorgerufene Abnutzung in der verticalen, als auch die geringere seitliche Abnutzung, durch Nachziehen des Lagerdeckels ausgleichen zu können.

Das Schwungrad dient bei dieser Maschine zugleich als Riemenscheibe zur Uebertragung der Arbeit auf die Transmission.

Innerhalb der beiden Ständerlager ist neben dem Kurbellager das *Steuerungsexcenter* angebracht, dessen *Excenterstange* unten in den *Charnierbolzen* der *Schieberstange* eingehängt ist und durch diese die Bewegung des im Schieberkasten eingeschlossenen *Dampfvertheilungsschiebers* bewirkt. Die Schieberstange geht durch eine Stopfbüchse in der Wand des Schieberkastens und wird außerhalb derselben noch in einer Büchse gerade geführt, deren Lagerarm am Maschinenständer festgeschraubt ist.

Bei der in Rede stehenden Maschine ist die *einfache Schiebersteuerung* angewendet und es heißen das Excenter mit der Excenterstange und der Schieberstange die *äußeren Steuerungsorgane*, und der Schieber und seine Verbindung mit der Schieberstange die *inneren Steuerungsorgane*.

Fig. 198 und 199, Text, lassen die allgemeine Einrichtung einer solchen Steuerung erkennen, und stellt Fig. 198 den für die Dampfvertheilung maßgebenden Theil des Mittelschnittes durch den Cylinder und Fig. 199 die Ansicht des Schiebers auf dem Schieber Spiegel im Schieberkasten bei abgehobenem Schieberkastendeckel

Fig. 198.

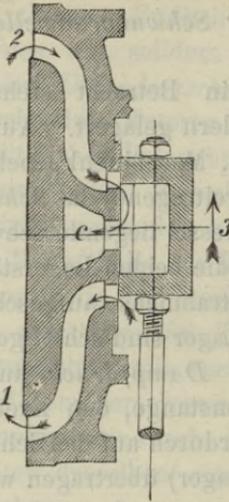
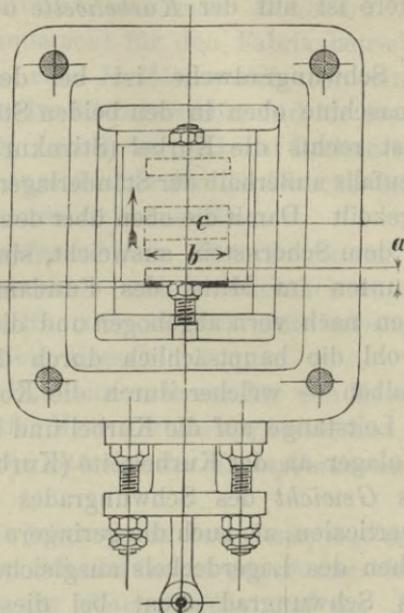
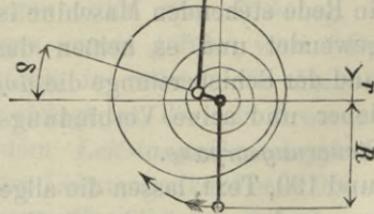


Fig. 199.



- a Canalweite  
 b Canalbreite  
 c Auspuffcanal  
 e lineares Voreilen  
 Pfeil 1 : Dampfeinströmung  
 Pfeil 2 : Dampfausströmung  
 Pfeil 3 : Schieberbewegung  
 r Exentricität  
 $\delta$  Voreilungswinkel  
 R Kurbel, in ihrer Stellung im toten Punkte



## Einfache Schiebersteuerung.

(Fig. 198 und 199.)

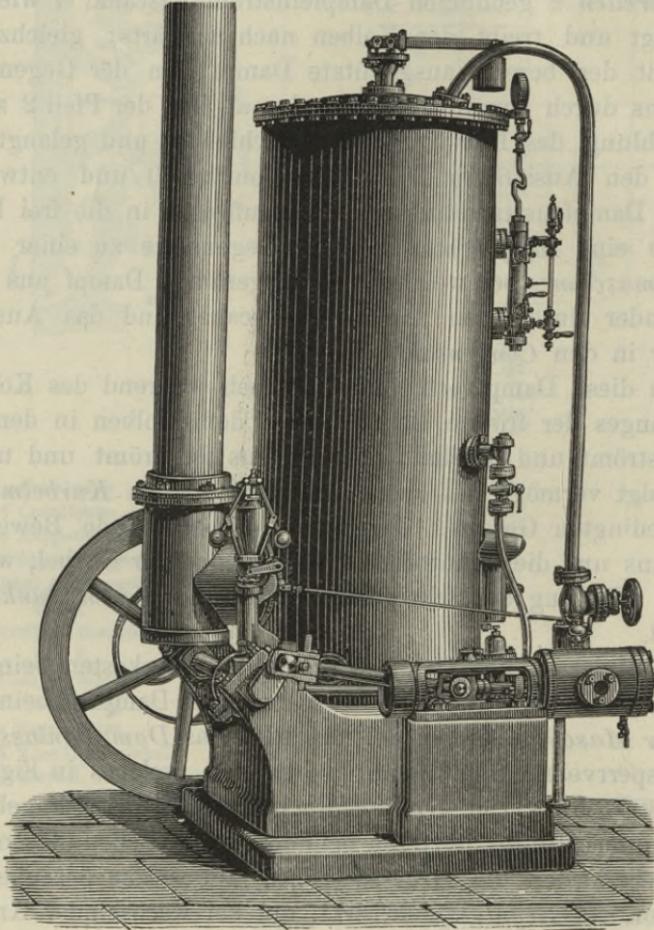
vor. Die Maschinenkurbel befindet sich eben im unteren toten Punkt und dreht sich in der Pfeilrichtung. Der im Schieberkasten vorhandene und aus dem Dampfkessel durch die Dampfröhrlleitung zuströmende Dampf strömt durch den unteren, bereits um das *lineare Voreilen v* geöffneten Dampfeinströmungscanal *a* wie der Pfeil 1 zeigt und treibt den Kolben nach aufwärts; gleichzeitig aber strömt der bereits ausgenützte Dampf von der Gegenseite des Kolbens durch den oberen Dampfcanal, wie der Pfeil 2 zeigt, in die Höhlung des Dampfvertheilungsschiebers und gelangt aus dieser in den Ausströmungscanal (Auspuffcanal) und entweicht durch das Dampfausströmungrohr (Auspuffrohr) in die frei Luft; es ist also eine *Auspuffmaschine* im Gegensatze zu einer *Condensationsmaschine*, bei welcher der ausgenützte Dampf aus dem Dampfeylinder durch den Ausströmungscanal und das Ausströmungrohr in den *Condensator* abfließt.

Durch diese Dampfvertheilung, wonach während des Kolbenaufwärtsganges der frische Dampf unter dem Kolben in den Cylinder einströmt und oberhalb des Kolbens ausströmt und umgekehrt, erfolgt vermöge des durch den vorhandenen *Kurbelmechanismus* bedingten Gesetzes die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens und die ununterbrochene Drehung der Kurbel, welche durch die Wirkung des Schwungrades über die *totten Punkte* geführt wird.

Zum Einlassen des Dampfes in den Schieberkasten beim *Anlassen der Maschine* und zum Absperrn des Dampfes beim *Abstellen der Maschine* ist bei der Maschine das *Dampfeinlassventil* (Dampfabsperrentil, Dampfventil) vorhanden, welches in Fig. 188, Text (S. 309), links von der Excenterstange am Kessel angebracht ist, und unterhalb des letzteren befindet sich zwischen diesem und dem Schieberkasten die *Drosselklappe*, auf welche der oben am Kessel montirte *Regulator* einwirkt, um bei wechselnder Arbeitsbeanspruchung (wechselndem Kraftbedarf in Folge ausgerückter oder wieder eingerückter, von der Transmission betriebener Werkzeugmaschinen etc.) den Gang der Maschine zu reguliren derart, dass die Schwankungen der minutlichen Umdrehungszahlen der Schwungradwelle innerhalb bestimmter Grenzen zu liegen kommen (Gleichförmigkeitsgrad, Ungleichförmigkeitsgrad), welche auch den, durch das Schwungrad bewirkten, Ausgleichungen der Unregel-

mäßigkeiten der Bewegung während je einer Kurbelumdrehung in Folge des wechselnden Dampfdruckes auf den Kolben und die

Fig. 200.



Dampfmotor für Klein-Gewerbe

nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, in Cannstatt.

jeden Augenblick wechselnde schiefe Stellung der Leitstange entsprechen.

Gewöhnlich steht mit der Dampfmaschine noch die *Speisepumpe* des zugehörigen Dampfkessels in Verbindung und dies ist

auch bei der in Betracht stehenden Ständermaschine in Fig. 188, Text, der Fall. Am linksseitigen Maschinenständer ist unten der Pumpencylinder mit dem Ventilgehäuse angebracht und die Kolbenbewegung erfolgt durch ein Excenter, dessen Excenterscheibe auf der Schwungradwelle neben dem Ständerlager aufgekeilt ist.

Um das sich beim *Anlassen der Maschine* und beim vorhergehenden *Anwärmen des Dampfzylinders* in letzterem ansammelnde Condensationswasser abfließen zu lassen, sind *Hähne* am Cylinder angebracht (Zischhähne, Condensationswasserhähne), welche in diesem Zeitpunkte geöffnet werden und so lange offen bleiben, bis reiner Dampf ausströmt. Ein solcher Hahn ist in Fig. 188, Text, am unteren Cylinderdeckel ersichtlich.

Die nämlichen Haupttheile zeigen, mit abweichender Anordnung die *liegende halbstationäre Dampfmaschine* mit stehendem Kessel, welche in Fig. 200, Text, im perspectivischen Bilde gezeichnet ist;\*) ferner die *Ständerdampfmaschinen* Fig 1 und 5, Taf. XXXII, die *Säulendampfmaschine*, Fig. 3, Taf. XXXIII, und die *Ständerdampfmaschine*, Fig. 4, Taf. XXXIII. Die *Zwillings-Wanddampfmaschine*, Fig. 2, Taf. XXXII, weist eine größere Zahl der vorgenannten Haupttheile zweimal auf, indem bei derselben zwei gleiche Dampfzylinder sammt Steuerung und Kurbel-

\*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen mit stehendem Kessel für 6<sup>at</sup> Ueberdruck-Dampfspannung von der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt, ausgeführt werden.

**Tabelle der halbstationären Dampfmaschinen.**

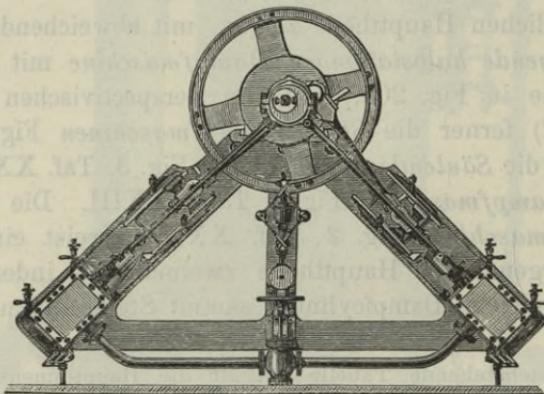
(Nach Fig. 200, Text.)

Effektive Leistung in Pferdekraften	Cylinder-Bohrung mm	Kolbenhub mm	Tourenzahl pro Minute	Normaler Füllungsgrad	Heizfläche des Kessels in Quadratmetern	Schwungrad-Durchm. in Metern	Bruttogewicht in Kilogr.
2—3	100	200	180	0,7	5	1	1800
4—5	120	200	180	0,7	7,5	1	2250
5—7	135	300	125	0,7	10	1,5	3500
7—9	150	300	125	0,7	12,5	1,5	4500
9—12	170	350	110	0,4	15	1,75	5000
12—15	190	350	110	0,4	17,5	1,75	6000

mechanismus vorhanden sind, deren auf der gemeinschaftlichen Kurbelwelle aufgekeilte *Kurbelscheiben* die Kurbelarme unter  $90^{\circ}$  gestellt aufweisen (Kupplung unter rechtem Winkel oder unter  $90^{\circ}$ , Maschine mit unter  $90^{\circ}$  gekuppelten Kurbeln), wodurch sich der Vortheil gleichmäßigerer Kraftvertheilung während einer Umdrehung der Schwungradwelle und die Möglichkeit der Ingangsetzung auch in dem Falle ergibt, wenn eine der beiden Kurbeln im todtten Punkte steht.

Aehnliches gilt von der *Diagonalmaschine*, welche in Fig. 201, Text, in der Ansicht gezeichnet ist, bei welcher die Achsen

Fig. 201



Diagonal-Maschine. Zwillings-Dampfmaschine,  
nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt in Görlitz.

der beiden Dampfzylinder und der zugehörigen Geradfürungen mit einander einen Winkel von  $90^{\circ}$  einschließen und die beiden Leitstangen an einer gemeinschaftlichen Kurbel wirken.

Bei der in Fig. 5 bis 7, Taf. XXXIII, und jener in Fig. 1 bis 3, Taf. XXXV, dargestellten *horizontalen Dampfmaschine mit Meyer'scher Steuerung* ist noch ein zweites Steuerungsexcenter für den *Expansionsschieber* vorhanden, welcher auf dem Rücken des wie bei der einfachen Schiebersteuerung wirkenden *Vertheilungsschiebers* gleitet und mittels eines Handrades für *variable Expansion* verstellbar ist. Bei letzterer Maschine ist, wie im Grundriss in Fig. 3 und in der Stirnansicht in Fig. 1, Taf. XXXV, zu ersehen, zur Uebertragung der Arbeitsleistung eine

besondere Riemenscheibe auf der Schwungradwelle neben dem Schwungrad vorhanden. Auch bei diesen Maschinen wirkt der Regulator auf eine Drosselklappe und beide sind *Auspuffmaschinen*.

Die in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIV, mit Details in Fig. 4, Taf. XXXV, und jene in Fig. 8 bis 10, Taf. XXXVI, mit Details in Fig. 3 bis 6, Taf. XXXIV, dargestellte *horizontale Dampfmaschine mit Ridersteuerung* haben ebenfalls zwei Steuerungsexcenter, eines für den am Rücken cylindrisch ausgebohrten *Vertheilungsschieber* und eines für den am Rücken des Vertheilungsschiebers gleitenden, ebenfalls cylindrischen, abgedrehten *Expansionsschieber*, aber die Verstellung des Expansionsschiebers für *variable Expansion* erfolgt durch den *Regulator* und es ist daher keine Drosselklappe vorhanden. *Es wirkt hierbei, wie bei allen neueren*, den in unserer Zeit bezüglich der *Oekonomie des Dampfverbrauches* gestellten Anforderungen entsprechenden Dampfmaschinen, *der Regulator nicht mehr auf eine Drosselklappe*, da erkannt und wissenschaftlich nachgewiesen wurde, dass die Drosselung des Dampfes der ökonomischen Ausnützung der Dampfkraft abträglich ist. Dagegen aber verstellt der Regulator selbstthätig die Steuerung und ändert hiermit selbstthätig den Füllungsgrad, so dass für einen geringeren Kraftbedarf eine geringere Füllung eintritt und umgekehrt. Bei geringerem Füllungsgrad aber wird der Dampfcanal für die Dampfeinströmung in den Dampfzylinder früher abgesperrt und es ist somit das pro Kolbenhub verbrauchte Dampfquantum ein geringeres und umgekehrt, und dies allein entspricht der Forderung nach ökonomischem Dampfverbrauch.

Die *horizontale Dampfmaschine mit Ridersteuerung* und hoher Umdrehungszahl in Fig. 8, Taf. XXXIII, hat an Stelle der Stirnkurbel eine *gekröpfte Kurbelwelle* und die beiden schief getheilten Lager derselben sind an dem zugleich den Fundamentrahmen bildenden und die Geradföhrung enthaltenden Gussstücke angegossen.

Die in Fig. 202, Text, in der Ansicht gezeichnete *horizontale Condensations-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung* besitzt an Stelle der Schiebersteuerung eine *Ventilsteuerung* mit vier Ventilen, zwei *Dampfleinlassventile* für die Dampfeinströmung oben

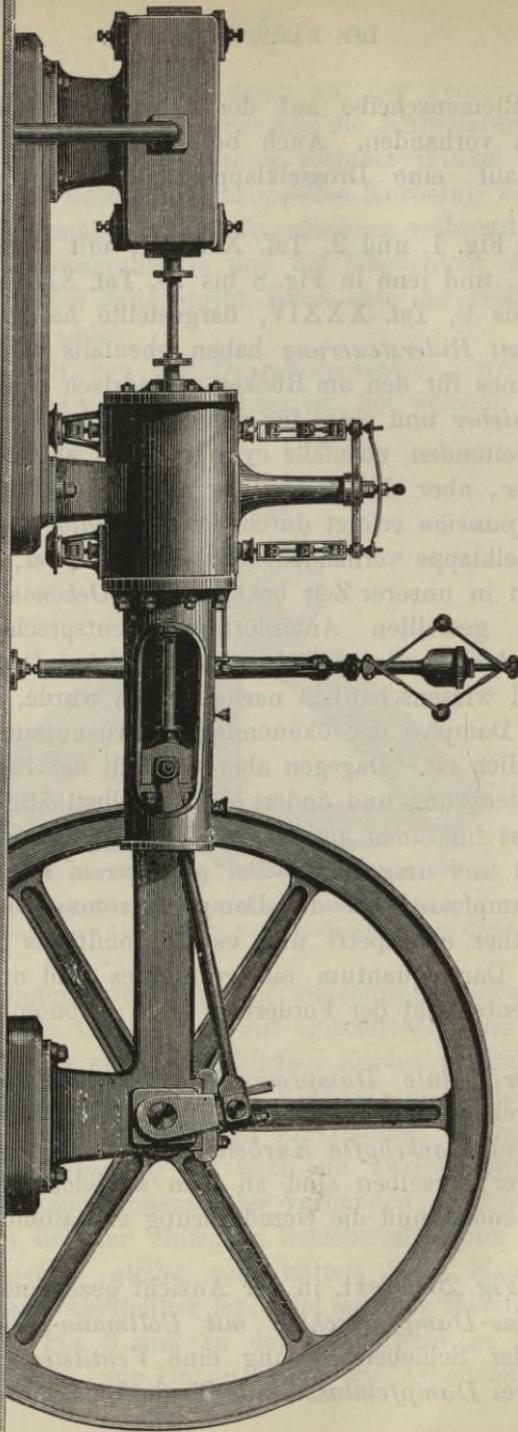


Fig. 202.

**Horizontale Condensations-Dampfmaschine mit Collmann-Steuernng,**  
nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengießerei in Görlitz.

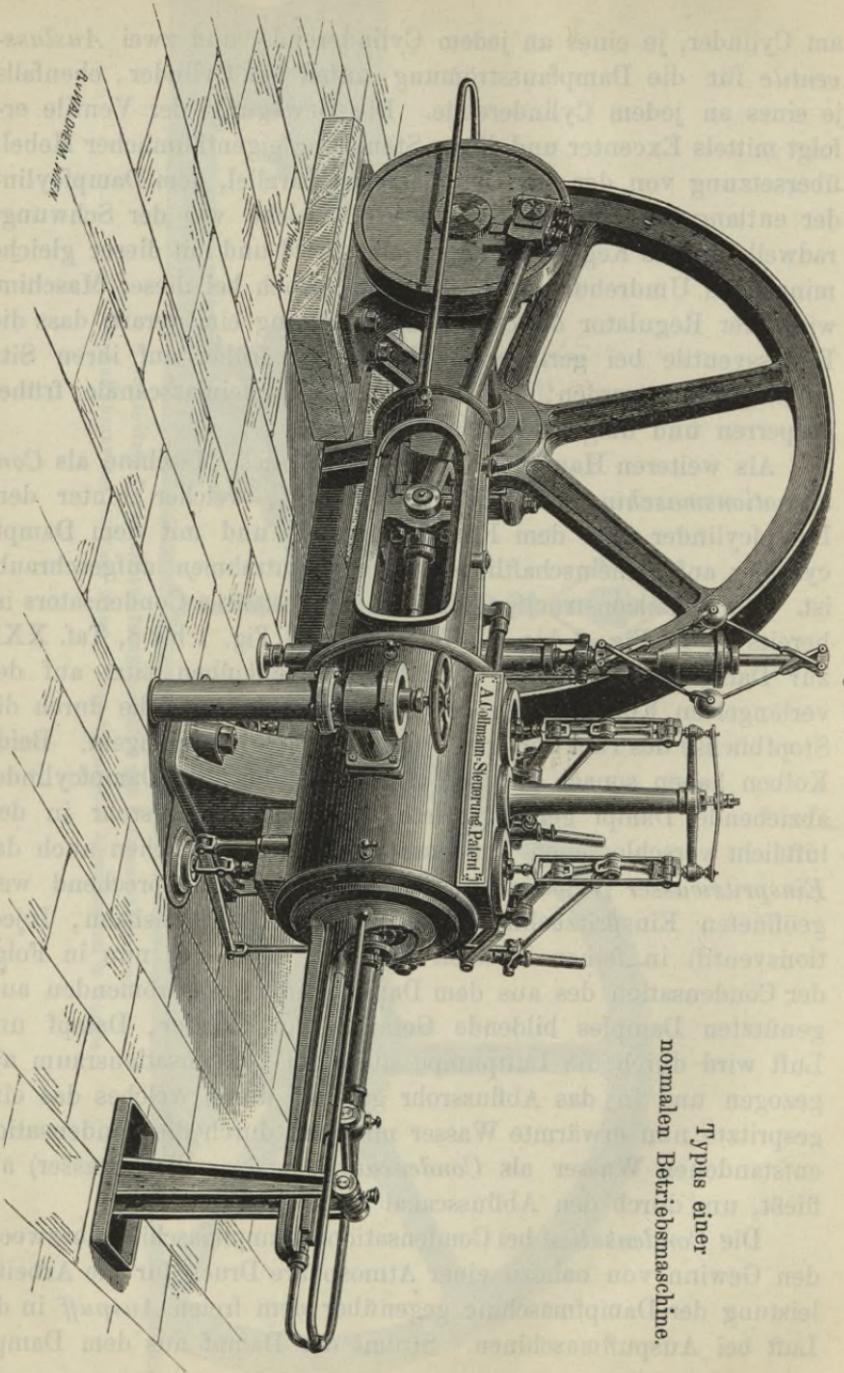
am Cylinder, je eines an jedem Cylinderende, und zwei *Auslassventile* für die Dampfausströmung unten am Cylinder, ebenfalls je eines an jedem Cylinderende. Die Bewegung der Ventile erfolgt mittels Excenter und dieser Steuerung eigenthümlicher Hebelübersetzung von der zur Cylinderachse parallel, dem Dampfzylinder entlang hingeführten *Steuerwelle*, welche von der Schwungradwelle mittels Kegelräder angetrieben wird und mit dieser gleiche minutliche Umdrehungszahl aufweist. Auch bei dieser Maschine wirkt der Regulator direct auf die Steuerung ein, derart, dass die Einlassventile bei geringerem Kraftbedarf früher auf ihren Sitz zurückgeführt werden, und somit die Dampfeinlasscanäle früher absperren und umgekehrt.

Als weiteren Hauptbestandtheil weist diese Maschine als *Condensationsmaschine* den *Condensator* auf, welcher hinter dem Dampfzylinder über dem Fundament steht und mit dem Dampfzylinder auf gemeinschaftlichem Fundamentrahmen aufgeschraubt ist. Die Detailconstruction eines so aufgestellten Condensators ist bereits P. I., Fig. 3 bis 10, Taf. XX. und Fig. 1 bis 8, Taf. XXI, zur Darstellung gebracht. Der Luftpumpenkolben sitzt auf der verlängerten Kolbenstange der Dampfmaschine, welche durch die Stopfbüchse des rückwärtigen Cylinderdeckels hindurchgeht. Beide Kolben haben sonach gleichen Hub. Der aus dem Dampfzylinder abziehende Dampf gelangt durch das Ausströmungsrohr in den luftdicht verschlossenen Condensationsraum, in welchen auch das *Einspritzwasser* (Injectionswasser) durch den entsprechend weit geöffneten Einspritzhahn (Einspritzventil, Injections-hahn, Injectionsventil) in feinen Strahlen einfließt. Das sich nun in Folge der Condensation des aus dem Dampfzylinder ausströmenden ausgenützten Dampfes bildende Gemisch von Wasser, Dampf und Luft wird durch die Luftpumpe aus dem Condensationsraum abgezogen und in das Abflussrohr geleitet, durch welches das eingespritzte nun erwärmte Wasser mit dem durch die Condensation entstandenen Wasser als *Condensationswasser* (Warmwasser) abfließt, um durch den Abflusscanal wegzufließen.

Die *Condensation* bei Condensations-Dampfmaschinen bezweckt den Gewinn von nahezu einer Atmosphäre Druck für die Arbeitsleistung der Dampfmaschine gegenüber dem freien *Auspuff* in die Luft bei Auspuffmaschinen. Strömt der Dampf aus dem Dampf-

Fig. 203.

Typus einer  
normalen Betriebsmaschine.



Horizontale Condensations-Dampfmaschine mit Collmann's Patent-Ventilsteuernng.

cylinder durch das Ausströmungsrohr in die freie Luft, so muss er während der Ausströmung den äußeren Luftdruck überwinden und sohin einen etwas höheren Druck aufweisen als der äußere Luftdruck, also etwas mehr als  $1^{\text{at}}$  (im Allgemeinen  $1,2^{\text{at}}$ ) und es drückt somit bei Auspuffmaschinen ein Gegendruck von etwas mehr als  $1^{\text{at}}$  auf den Dampfkolben. Bei Anwendung der Condensation wird dieser Gegendruck (im Allgemeinen bis auf  $0,2^{\text{at}}$ ) nahezu um eine volle Atmosphäre vermindert und die Condensationsmaschine erhält somit einen um nahezu  $1^{\text{at}}$  höheren Arbeitsdruck. Die Arbeitsleistung der Dampfmaschine steigert sich jedoch nicht in gleichem Maße, indem die Condensation auch das Vorhandensein der zur Erhaltung des *Vacuums* erforderlichen Luftpumpe und eventuell der Kaltwasserpumpe voraussetzt, welche zu ihrem Betriebe eine bestimmte Arbeitsleistung erfordern. In großen Städten, wo entweder die Beschaffung des nöthigen Einspritzwassers oder in sumpfigen Gegenden, wo die Abfuhr des Condensationswassers Schwierigkeiten bereitet, ist die Anwendung der Condensation durch die örtlichen Verhältnisse ausgeschlossen.\*)

Bei der in Fig. 203, Text, im perspectivischen Bilde dargestellten *horizontalen Condensations-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung*\*\*) tritt die Kolbenstange ebenfalls durch eine Stopfbüchse im hinteren Cylinderdeckel aus dem Cylinder hervor, aber am Ende dieses Theiles der Kolbenstange ist ein gerade geführter Kreuzkopf vorhanden, von welchem durch Lenkstangen die Bewegung des Winkelhebels der im Fundamente stehenden Luftpumpe erfolgt. Den zugehörigen Condensator mit verticaler Luftpumpe zeigen die Fig. 1 bis 6, P. I., Taf. XXII. An Stelle der

\*) So war z. B. die Anwendung der Condensation bei den Betriebsmaschinen der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 von vornherein ausgeschlossen, weil der Abfluss des Condensationswassers am Ausstellungsplatze nur in Sickergruben hätte erfolgen können und diese bei höherem Wasserstande in der Donau und bei Regenwetter den Dienst versagt haben würden, wie aus den auf der Weltausstellung in Wien 1873 gewonnenen Erfahrungen gefolgert wurde.

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt in Görlitz ausgeführt werden, mit Angabe der Leistung für  $5,5^{\text{at}}$  Ueberdruck Anfangsspannung im Cylinder, Normalleistung bei  $0,15$  Füllungsgrad, Maximalleistung bei  $0,33$  Füllungsgrad.

Maschinenkurbel ist hier eine Kurbelscheibe mit Gegengewicht zur Ausbalancirung der hin- und hergehenden Massen vorhanden.

Bei größeren Dampfmaschinen, die in neuerer Zeit fast ausschließlich horizontal angeordnet sind, wie jene in Fig. 203, Text, ist das Lager bei der Kurbel (Kurbellager), welches durch den Dampfdruck in horizontaler Richtung die größte Abnützung erfährt, anders construirt als das zweite Lager (Gegenlager). Während letzteres ein gewöhnliches zweitheiliges horizontal getheiltes Stehlager mit ebenso getheilten Metallschalen ist, kommt an der Kurbelseite bei kleineren Maschinen ein vertical oder unter 45° getheiltes Lager vor, welches die Abnützung in horizontaler Richtung oder horizontal und vertical zugleich auszugleichen gestattet.

Da aber bei horizontalen Dampfmaschinen die hauptsächlich durch den Dampfdruck bedingte Abnützung des Kurbellagers in horizontaler Richtung verhältnismäßig am größten ist, so wendet man bei mittleren und großen Maschinen ein sogenanntes *viertheiliges Lager* an, d. i. ein solches mit aus vier Theilen bestehender Lagerschale, wovon die beiden seitlichen in horizontaler Richtung nachstellbar sind.

Tabelle der horizontalen Condensationsmaschinen.

(Nach Fig. 203, Text.)

Kolben-		Umdrehungen per Minute	Leistung in effektiven Pferdekräften		Schwungrad- Durchm. in Meter	Ungefähr. Gesamtwicht in Kilogr.
Durchmesser mm	Hub mm		Normal	Maximum		
250	500	90	15	22	2,20	5200
275	500	90	18	26	2,20	5600
300	600	80	24	35	2,50	7000
325	600	80	28	42	2,82	8000
350	700	75	37	54	3,14	10500
375	700	75	43	64	3,45	11500
400	800	70	50	75	3,76	14000
425	800	70	60	90	4,08	15000
450	800	70	70	100	4,08	16500
480	950	65	85	120	4,50	20500
500	1000	65	100	150	4,50	23000
520	1000	65	115	170	4,7	26000
550	1000	65	130	190	5,0	31000
600	1100	60	150	220	5,0	35000
650	1100	60	180	260	5,5	40000
700	1200	55	215	300	5,5	48000
750	1200	55	250	350	6,0	52000
800	1300	50	290	400	6,0	60000
850	1300	50	330	450	7,0	68000

Erfolgt die Dampfeinströmung nur auf einem Theil des Kolbenhubes, so wirkt der im Cylinder eingeschlossene Dampf während des übrigen Theiles desselben Kolbenhubes durch *Expansion* und hierin liegt der Unterschied zwischen einer *Volldruckmaschine* und einer *Expansionsmaschine*.

Steht die Kurbel im todten Punkte, also der Kolben am Hubende, so muss, was immer für ein Steuerungssystem vorhanden ist, der Einströmungscanal für die Dampfeinströmung in den Cylinder bereits geöffnet sein und man nennt diese *Canaleröffnung* linear gemessen *das lineare Voreilen für die Einströmung*. In Folge dessen muss das innere Steuerungsorgan bereits den Canal zu öffnen beginnen ehe noch der Kolben am Hubende angelangt ist, und es entsteht hierdurch die *Voreinströmung* des Dampfes und die *Voreinströmungsperiode*, welche so lange dauert bis der Kolben am Hubende angelangt ist. Beim darauf folgenden Vorwärtsgang des Kolbens findet die *Dampfeinströmung* (Füllung, Admission) statt und es ergibt sich die *Einströmungsperiode* (Füllungsperiode, Admissionsperiode), welche so lange dauert, bis der Dampfeinströmungscanal durch das innere Steuerungsorgan abgeschlossen ist und die Dampfeinströmung zu Ende ist. Es beginnt nun die *Expansion* und ergibt sich als nächste Periode der Dampfvertheilung die *Expansionsperiode*, welche wieder nicht bis zu Ende des Kolbenhubes dauert, sondern beendet ist, sobald die *Vorausströmung* beginnt.

Es muss nämlich am Hubende des Kolbens, wenn dieser den Rückgang beginnen soll, der Ausströmungscanal für die Dampfausströmung bereits hinreichend weit geöffnet sein. Die Größe dieser erforderlichen Canaleröffnung linear gemessen am Hubende des Kolbens heißt *lineares Voreilen für die Ausströmung*. Es muss daher das innere Steuerungsorgan für die Ausströmung bereits den Canal zu öffnen beginnen, ehe noch der Kolben am Hubende angelangt ist, und es entsteht hierdurch die *Vorausströmung* des Dampfes und hiermit die *Vorausströmungsperiode*, welche so lange dauert, bis der Kolben am Hubende anlangt.

Der Kolben beginnt nun den Rückwärtsgang und es findet die *Ausströmung* statt.

Weil nun aber noch ehe der Kolben wieder am Hubende angelangt ist, die Voreinströmung beginnen soll, muss bereits vor-

her das innere Steuerungsorgan den Ausströmungscanal abschließen und im Augenblicke dieses Canalschlusses ist die *Ausströmungsperiode* zu Ende und es beginnt die *Compression* des noch nach beendeter Ausströmung im Cylinder enthaltenen Dampfes und die *Compressionsperiode* erreicht ihr Ende, wenn wieder die Voreinströmung beginnt.

Es ergeben sich sohin, wie auch die Steuerung eingerichtet sein mag, während je eines Kolbenhin- und Herganges, also während je einer Kurbelumdrehung auf jeder Kolbenseite *sechs Perioden der Dampfvertheilung* und zwar während des Kolbenhinganges

1. die Einströmungsperiode (Füllungsperiode, Admissionsperiode),
  2. die Expansionsperiode, und
  3. die Vorausströmungsperiode,
- und während des Kolbenherganges
4. die Ausströmungsperiode,
  5. die Compressionsperiode, und
  6. die Voreinströmungsperiode.

Der Unterschied der einzelnen Steuerungssysteme zeigt sich in Hinsicht der Dampfvertheilung in der kürzeren oder längeren Dauer einzelner Perioden und in schärferen oder langsamer verlaufenden Uebergang der einzelnen Perioden, und man bedient sich zur Beurtheilung derselben des *Indicator-Diagrammes*.\*)

In Fig. 7, Taf. XXXIX, ist das ideelle *Indicator-Diagramm* für eine Auspuffmaschine mit  $\frac{7}{10}$  Füllung gezeichnet und sind darin die sechs Perioden der Dampfvertheilung zu ersehen (I bis VI). Für die Expansion ist hierbei das einfache Mariotte'sche Gesetz angewendet. Der schädliche Raum ist mit 5 % vom ganzen Kolbenhub, also der Coefficient des schädlichen Raumes

$$m = 0,05$$

angenommen.\*\*\*) Die einzelnen Perioden, welche durch die ein-

\*) Für eingehenderes Studium des Indicator-Diagrammes verweisen wir auf die sehr schätzenswerte Arbeit „Der Indicator und sein Diagramm“ von Moritz Ritter von Pichler. Wien 1880.

\*\*) Nach dem Mariotte'schen Gesetz ist

$$p_x \cdot v_x = p_1 \cdot v_1$$

und weil die Volumen  $v_x$   $v_1$  den Kolbenhüben  $(s_x + m s)$  und  $(s_1 + m s)$  proportional sind, so ist auch

zelen Linienstücke des Indicator-Diagrammes dargestellt sind, übergehen so ineinander, wie sie sich bei einer durchaus vollkommenen Steuerung ergeben würden.

Die Fig. 204 bis 209, Text, hingegen zeigen sechs praktisch tadellose Indicator-Diagramme, welche nach wirklicher Zeichnung des Indicators ausgeführt, also von solchen mittels des Indicators aufgenommenen Original-Diagrammen copirt sind. Die Diagramme zeigen Abrundungen an den Uebergangsstellen, welche der Steuerung eigenthümlich sind, mit welcher die Dampfmaschine ausgerüstet war, von welcher die Diagramme abgenommen wurden. Daraus, dass die Linie während der Ausströmungsperiode über der atmosphärischen Linie liegt, ersehen wird, dass die betreffende Dampfmaschine eine *Auspuffmaschine* war. Aus den verschiedenen Füllungsgraden erkennen wir, dass die Steuerung eine solche für *variable Expansion* war. In der That sind die Diagramme an einer horizontalen Auspuff-Dampfmaschine mit Kraus'scher Steuerung, an deren Stelle gegenwärtig die Ridersteue-

$$p_x (s_x + m s) = p_1 (s_1 + m s)$$

und es ergibt sich hieraus

$$p_x : p_1 = (s_1 + m s) : (s_x + m s)$$

und wenn man setzt

$$AB = m s; AC = (s_1 + m s); AP' = (s_x + m s)$$

und zieht  $P'P \parallel DIV$ , verbindet den so erhaltenen Punkt  $P$  mit  $A$ , so erhält man den Durchschnittspunkt  $N$ , zieht man endlich  $NM \parallel AD$ , so ist  $MP' = NC$  und aus den ähnlichen Dreiecken  $APP'$  und  $ANC$  ergibt sich

$$NC : PP' = AC : AP'$$

also

$$NC : p_1 = (s_1 + m s) : (s_x + m s)$$

Es ist also

$$NC = p_x$$

und wegen  $NC = MP'$  auch

$$MP' = p_x$$

und somit ist  $M$  ein Punkt der Expansionscurve.

Um eine Reihe solcher Punkte zu bestimmen, nimmt man sich zwischen  $II'$  und  $IV$  eine Reihe von Punkten analog  $P$  an, zieht die Strahlen  $PA$  wie in Fig. 7, Taf. XXXIX, angedeutet, sucht die Durchschnittspunkte  $N$  mit  $II' C$  und zieht endlich durch  $P$  die verticale und durch  $N$  die horizontale Gerade, deren Durchschnittspunkt  $M$  jedesmal einen neuen Punkt der Expansionscurve ergibt.

Fig. 204

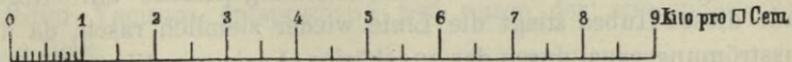
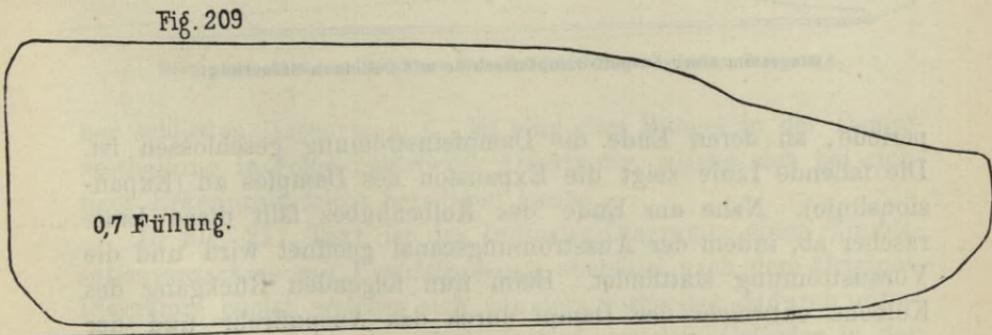
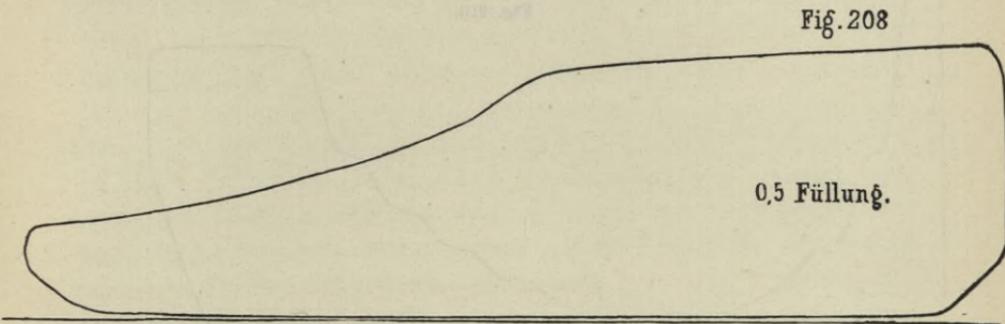
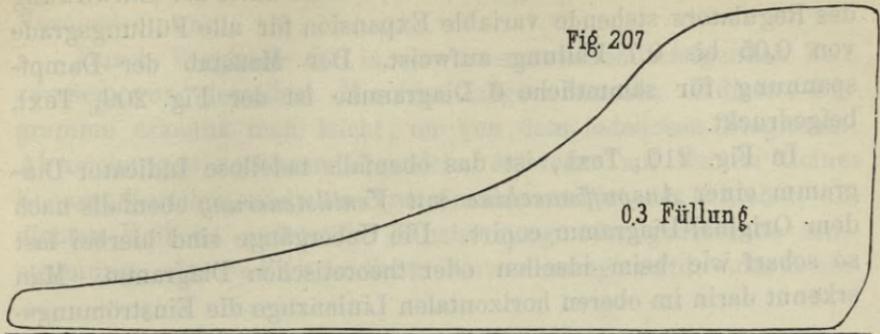
0,1 Füllung.

Fig 205

0,15 Füllung.

Fig. 206

0,2 Füllung.



Indicator-Diagramme einer Auspuff-Dampfmaschine für die Füllungsgrade 0,1 bis 0,7.  
(Fig. 204 bis 209.)

angewendet wird, abgenommen, welche unter der Einwirkung des Regulators stehende variable Expansion für alle Füllungsgrade von 0,05 bis 0,7 Füllung aufweist. Der Maßstab der Dampfspannung für sämtliche 6 Diagramme ist der Fig. 209, Text, beigedruckt.

In Fig. 210, Text, ist das ebenfalls tadellose Indicator-Diagramm einer *Auspuffmaschine mit Ventilsteuerung* ebenfalls nach dem Original-Diagramm copirt. Die Uebergänge sind hierbei fast so scharf wie beim ideellen oder theoretischen Diagramm. Man erkennt darin im oberen horizontalen Linienzuge die Einströmungs-

Fig. 210.

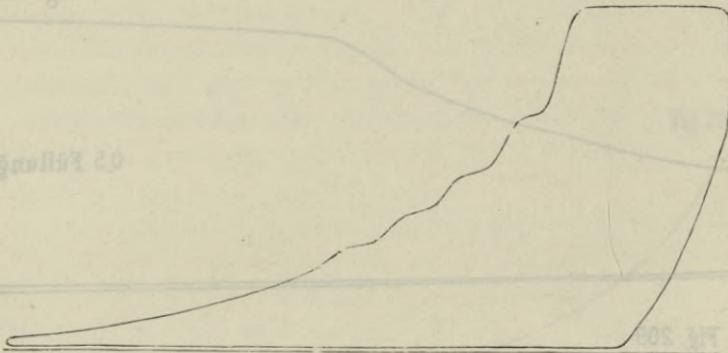


Diagramm einer Auspuff-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung.

periode, an deren Ende die Dampfeinströmung geschlossen ist. Die fallende Linie zeigt die Expansion des Dampfes an (Expansionslinie). Nahe am Ende des Kolbenhubes fällt diese Linie rascher ab, indem der Ausströmungscanal geöffnet wird und die Vorauströmung stattfindet. Beim nun folgenden Rückgang des Kolbens entweicht der Dampf durch das Auspuffrohr und der etwas über der atmosphärischen Linie befindliche Linienzug zeigt den Gegendruck während der Ausströmungsperiode an. Gegen Ende dieses Hubes steigt die Linie wieder ziemlich rasch, da der Ausströmungscanal durch das zugehörige Auslassventil geschlossen wurde, und die Compression des zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossenen Dampfes stattfindet. Es folgt darauf noch knapp vor dem Hubende des Kolbens die Wiedereröffnung

des Einströmungscanals durch das Einlassventil und somit die Voreinströmung.

Durch Vergleich der in gewissen aufeinanderfolgenden Zeiträumen von derselben Maschine abgenommenen Indicator-Diagramme erkennt man leicht, ob von dem tadellosen Diagramme Abweichungen vorkommen, welche entweder auf ein zu kleines lineares Voreilen, undichte Einströmungsventile oder Schieber, undichten Kolben, gedrosselte Einströmung oder gedrosselte Ausströmung, oder endlich undichte Ausströmungsventile oder Schie-

Fig. 211.

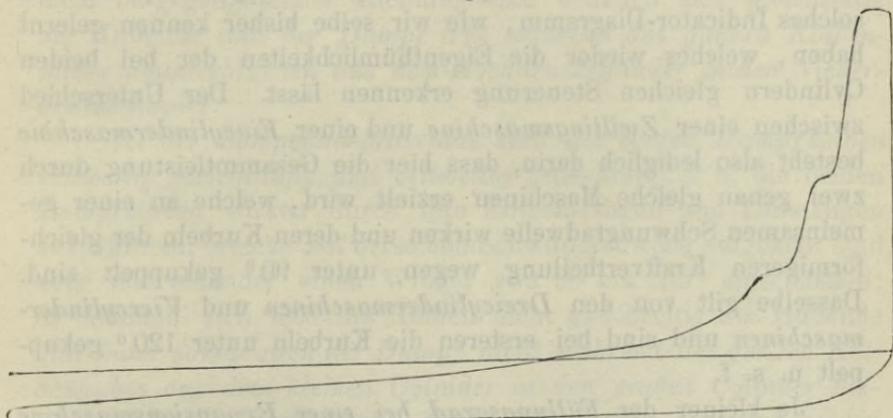


Diagramm einer Condensations-Dampfmaschine mit Collmann-Steuerung.

ber schließen lassen u. s. f. Es sind dies Mängel in der Dampfvertheilung in Folge natürlicher Abnützung, welche sich bei richtiger Erkenntnis leicht beseitigen lassen.

In Fig. 211, Text, ist das Indicator-Diagramm einer *Condensationsmaschine mit Ventilsteuerung* ebenfalls nach dem Original-Diagramm copirt, welches sich von dem vorherigen dadurch unterscheidet, dass der ausgenützte Dampf aus dem Cylinder in den Condensator abzieht und somit die Linie des Gegendruckes dem erzielten Vacuum entsprechend tief unter der atmosphärischen Linie liegt.

In den beiden Diagrammen Fig. 210 und 211, Text, ist die Expansionslinie (Expansionscurve) wellenförmig gestaltet, wie selbe thatsächlich vom Indicator gezeichnet wurde. Dass diese Linie,

welche der gleichmäßig fortschreitenden Expansion entsprechend einen gleichmäßigen Verlauf zeigen sollte, wellenförmig gestaltet ist, rührt von den durch die Bewegung der Massen des Indicatorkolbens etc. bedingten Schwankungen der Indicator-Federspannung her, welche bei größeren bewegten Massen des Indicators und namentlich bei sogenannten schnell laufenden Dampfmaschinen, d. i. Dampfmaschinen mit verhältnismäßig großer minutlicher Umdrehungszahl der Schwungradwelle, stärker auftreten.

Bei *Zwillingsmaschinen* erhält jeder der beiden genau gleich dimensionirten Dampfzylinder gleiche Dampfvertheilung und Einströmung frischen Kesseldampfes und gibt also jeder Cylinder ein solches Indicator-Diagramm, wie wir selbe bisher kennen gelernt haben, welches wieder die Eigenthümlichkeiten der bei beiden Cylindern gleichen Steuerung erkennen lässt. Der Unterschied zwischen einer *Zwillingsmaschine* und einer *Eincylindermaschine* besteht also lediglich darin, dass hier die Gesamtleistung durch zwei genau gleiche Maschinen erzielt wird, welche an einer gemeinsamen Schwungradwelle wirken und deren Kurbeln der gleichförmigeren Kraftvertheilung wegen unter  $90^{\circ}$  gekuppelt sind. Dasselbe gilt von den *Dreicylindermaschinen* und *Viercylindermaschinen* und sind bei ersteren die Kurbeln unter  $120^{\circ}$  gekuppelt u. s. f.

Je kleiner der *Füllungsgrad* bei einer *Expansionsmaschine* ist, je größer also die Expansion, desto größer sind die Spannungs- und Temperaturdifferenzen zu Anfang und zu Ende des Kolbenhubes, von welchen die Condensation des Dampfes im Dampfzylinder abhängig ist, desto größer sind ferner die Spannungsdifferenzen vor und hinter dem Kolben und zu beiden Seiten der inneren Steuerungsorgane, von welchen die oft sehr bedeutenden Dampfverluste abhängen, welche namentlich durch die, wenn auch in geringem Maße, doch stets und bei der bestconstruirten Dampfmaschine vorhandene Undichtheit des Dampfkolbens bedingt sind. Es findet deshalb die *Oekonomie des Dampfverbrauches* bei *Eincylindermaschinen* eine Grenze, welche zu erweitern nur durch die Anwendung der *Expansion in zwei getrennten Cylindern* möglich ist. Dieser Aufgabe entsprechen die *Wolf'schen Maschinen* und die *Compound-Maschinen*. Beide Maschinensysteme besitzen einen kleineren, den *Hochdruckcylinder*, und einen größe-

ren, den *Niederdruckcylinder* oder *Expansionscylinder*, und die Expansion findet nur theilweise im kleinen Cylinder statt, in welchen frischer Kesseldampf eintritt, zum größeren Theil im großen Cylinder, in welchen der Dampf aus dem kleinen Cylinder übertritt, nachdem er dort bereits gearbeitet hat und hiebei theilweise expandirt ist. Der wesentliche Unterschied zwischen diesen beiden Dampfmaschinensystemen ist folgender:

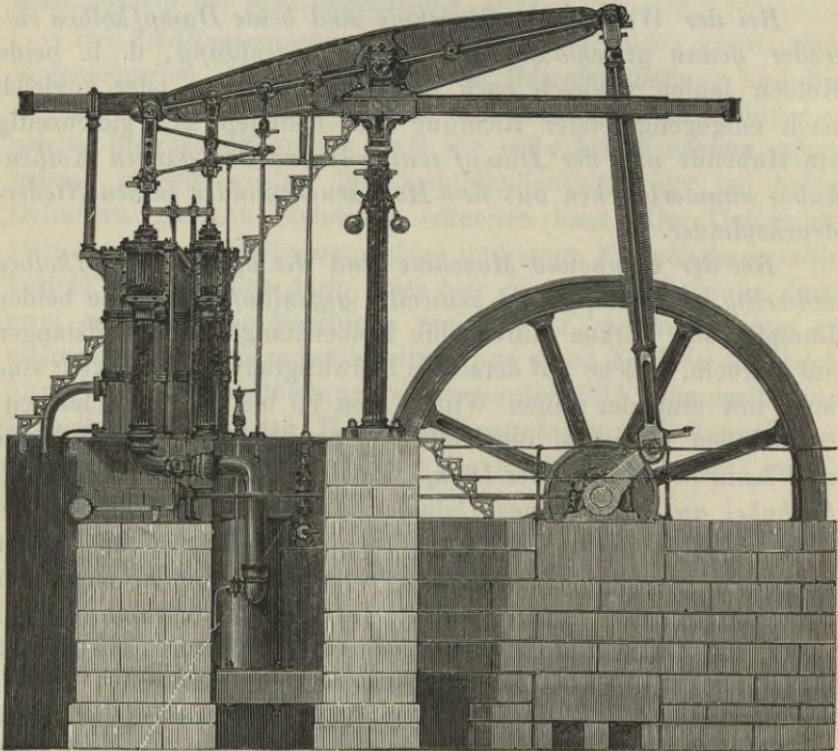
*Bei der Woolf'schen Maschine sind beide Dampfkolben entweder genau gleichläufig oder genau gegenläufig*, d. h. beide Kolben laufen zugleich nach derselben Richtung oder zugleich nach entgegengesetzter Richtung und befinden sich gleichzeitig am Hubende *und der Dampf tritt während des ganzen Kolbenhubes ununterbrochen aus dem Hochdruckcylinder in den Niederdruckcylinder.*

*Bei der Compound-Maschine sind die beiden Dampfkolben zeitweilig gleichläufig und zeitweilig gegenläufig*, d. h. die beiden Dampfkolben wirken durch ihre Kolbenstangen und Leitstangen auf Kurbeln, welche auf derselben Schwungradwelle aufgekeilt sind aber mit einander einen Winkel von 90 bis 105° einschließen; es befinden sich also die Kolben nicht gleichzeitig am Hubende *und kann somit auch der Dampf nicht während des ganzen Kolbenhubes aus dem kleinen Cylinder in den großen Cylinder hinüberströmen*, sondern es ist ein Dampfeservoir zwischen beiden Cylindern erforderlich, welches gewöhnlich mit dem englischen Namen „Receiver“ benannt wird. Im Receiver wird der Dampf durch den die Wandung desselben bespülenden frischen Kesseldampf, welcher zum kleinen Cylinder strömt, geheizt.

Die *Woolf'schen Maschinen* wurden bis vor wenigen Jahren vielfach als *Woolf'sche Balancier-Maschinen* ausgeführt und Fig. 212, Text, zeigt eine solche mit dem zugehörigen Fundament. Die beiden Dampfzylinder stehen nebeneinander links von den Säulen, welche die Lager für die *Balancier-Achse* tragen. Die Geradföhrung der äußeren Kolbenstangenenden erfolgt mittels des *Watt'schen Parallelogrammes*, an welches auch die Kolbenstange der verticalen Luftpumpe des im Fundamente stehenden Condensators angehängt ist. An beiden Cylindern sind *Schiebersteuerungen* vorhanden und die Schieberbewegung erfolgt von der durch Kegelräder angetriebenen horizontalen Steuerwelle mittels

des *Woolf'schen Dreiecks*. Die beiden Dampfkolben haben hier *gleichläufige Bewegung* und es befinden sich beide Kolben gleichzeitig am oberen Hubende, sowie auch gleichzeitig am unteren Hubende. Es haben daher auch die beiden Dampfvertheilungsschieber gleichläufige Bewegung und der aus dem

Fig. 212.



Woolf'sche Balancier-Maschine

nach Ausführung von Thomas und F. Powell in Rouen.

Dampfkessel zuströmende frische Kesseldampf gelangt zuerst in den Schieberkasten des kleinen, näher bei den Säulen stehenden Cylinders. Durch die Steuerung des kleinen Cylinders gelangt dieser Dampf abwechselnd unter und über den Kolben des kleinen Cylinders (Hochdruckcylinder), während gleichzeitig der im kleinen Cylinder bereits zum Theil ausgenützte Dampf von der Gegenseite des Kolbens durch den Ausströmungscanal aus dem

kleinen Schieberkasten in den großen Schieberkasten des Niederdruckcylinders (Expansionscylinder, Großer Cylinder) hinübertritt und bei entsprechend geöffnetem Dampfeinströmungscanal abwechselnd über und unter den großen Kolben gelangt. Gleichzeitig entströmt der im großen Cylinder nunmehr zu vollständiger Expansion gelangte Dampf von der Gegenseite des großen Kolbens durch den Ausströmungscanal aus dem großen Schieberkasten in das Ausströmungsrohr und durch dieses in den Condensator. Die Bewegungsübertragung erfolgt mittels des Balanciers und der am zweiten Ende desselben eingehängten Leitstange auf die darunter befindliche Kurbel, welche wieder auf der Schwungradwelle aufgekeilt ist.

Sehr häufig findet man solche Woolf'sche Balancier-Maschinen in doppelter Anordnung als *gekuppelte Woolf'sche Balancier-Maschinen* oder *Zwillingsmaschinen*, mit unter  $90^{\circ}$  gekuppelten Kurbeln und gemeinsamer Schwungradwelle.

Auch findet man oft die beiden Dampfzylinder nicht nebeneinander wie in Fig. 212, Text, sondern es befindet sich nur der große Cylinder an dem dort gezeichneten Platze, der kleine hingegen rechts von den Säulen am zweiten Arme des Balanciers angreifend, in welchem Falle ein längeres Dampfrohr den vom kleinen Cylinder abströmenden Dampf in den Schieberkasten des großen Cylinders leitet. Die beiden Dampfkolben haben in diesem Falle *gegenläufige Bewegung* derart, dass sich der kleine Kolben am oberen Hubende befindet, wenn der große am unteren angelangt ist und umgekehrt.

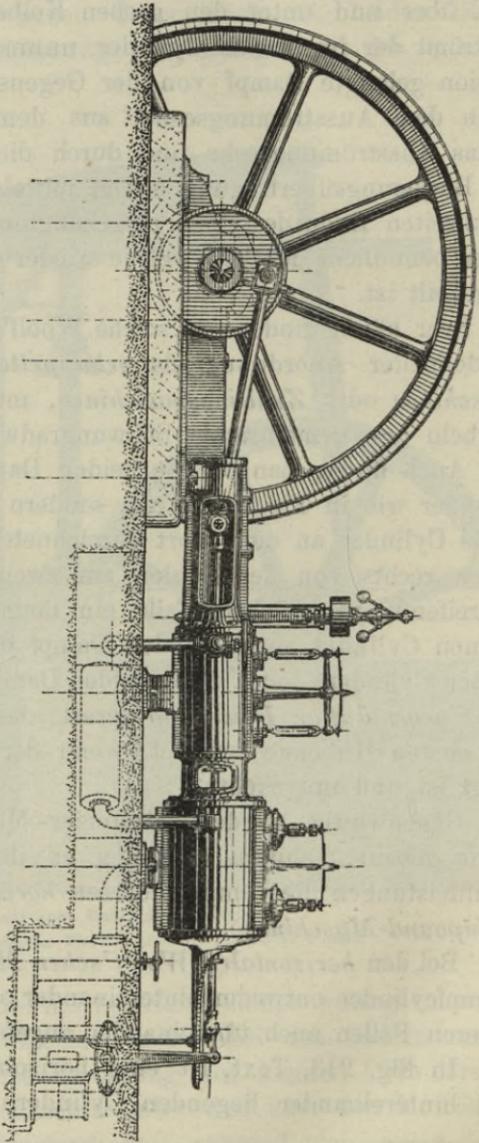
Gegenwärtig werden Balancier-Maschinen fast gar nicht mehr gebaut, sondern es treten an ihre Stelle auch für große Kraftleistungen die compendiöseren *horizontalen Woolf'schen und Compound-Maschinen*.

Bei den *horizontalen Woolf'schen Maschinen* sind die beiden Dampfzylinder entweder hintereinander oder nebeneinander, in selteneren Fällen auch übereinander angebracht.

In Fig. 213, Text, ist eine horizontale Woolf'sche Maschine mit hintereinander liegenden Cylindern gezeichnet.\*) Jeder Cy-

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen von der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt in Görlitz aus-

Fig. 213.



Woolf'sche Maschine mit Collmann-Steuerung.

Die hier dargestellte Woolf'sche Collmann-Maschine horizontaler Anordnung mit hintereinander liegenden Cylindern ist mit Ventil-Steuerung an beiden Cylindern versehen, doch erfolgt die Regulirung durch Collmann-Steuerung allein an dem der Kurbel näher gelegenen kleinen Cylinder. Die leichte Zugänglichkeit zu den Kolben ist dadurch geboten, dass der hintere Cylinderdeckel des kleinen und der vordere Cylinderdeckel des grossen Cylinders zusammen mit beiden Kolben nach rückwärts ausgezogen werden können. Der kleinere Cylinder ist stets mit Dampf-mantel versehen und beide Cylinder erhalten eine starke Schichte Verpackung und abgedichtete Blechmäntel. Die Condensation ist zur Erzielung eines möglichst guten Vacuum unter der Fussboden-Ebene angebracht. Zwischen dem kleinen und grossen Cylinder ist ein mit Dampfmantel versehenes Verbindungsrohr (Receiver) eingeschaltet.

linder hat eine besondere Steuerung; der kleine Cylinder eine solche für variable Expansion, unter directer Einwirkung des Regulators auf die Steuerung, der große dagegen eine solche für fixe Expansion, oder wenn, wie in Fig. 213, Text, wie bei der Compoundmaschine ein Dampfreservoir zwischen dem kleinen und grossen Cylinder vorhanden ist, eine Steuerung mit von Hand verstellbarer Expansion. Die gleiche Einrichtung hat die Dampfsteuerung wenn die beiden Cylinder zwei nebeneinander stehenden Maschinen mit unter  $180^{\circ}$  gekuppelten Kurbeln angehören. Es ist nur in letzterem Falle die Bewegung der beiden Kolben gegenläufig, im ersteren Falle gleichläufig. Horizontale Woolf'sche Maschinen mit unter  $180^{\circ}$  gekuppelten Kurbeln werden gegenwärtig wohl auch nicht mehr gebaut.

In Fig. 214, Text, ist die perspectivische Ansicht und Fig. 215 und 216, Text, der horizontale und verticale Mittelschnitt einer neueren *horizontalen Woolf'schen Dampfmaschine* mit neben-

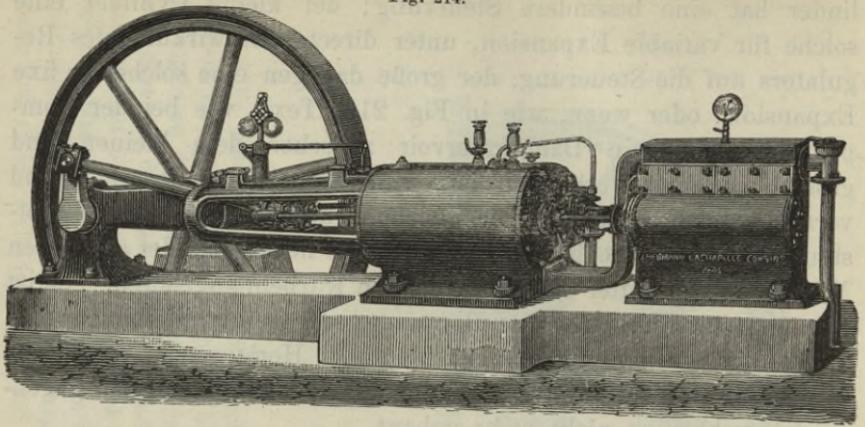
geführt werden, mit Angabe der Leistungen für 5,5 at Ueberdruck-Anfangsspannung im kleinen Cylinder, Normalleistung bei 0,3 und Maximalleistung bei 0,7 Füllung des kleinen Cylinders.

Tabelle der Woolf'schen Maschinen.

(Nach Fig. 213, Text.)

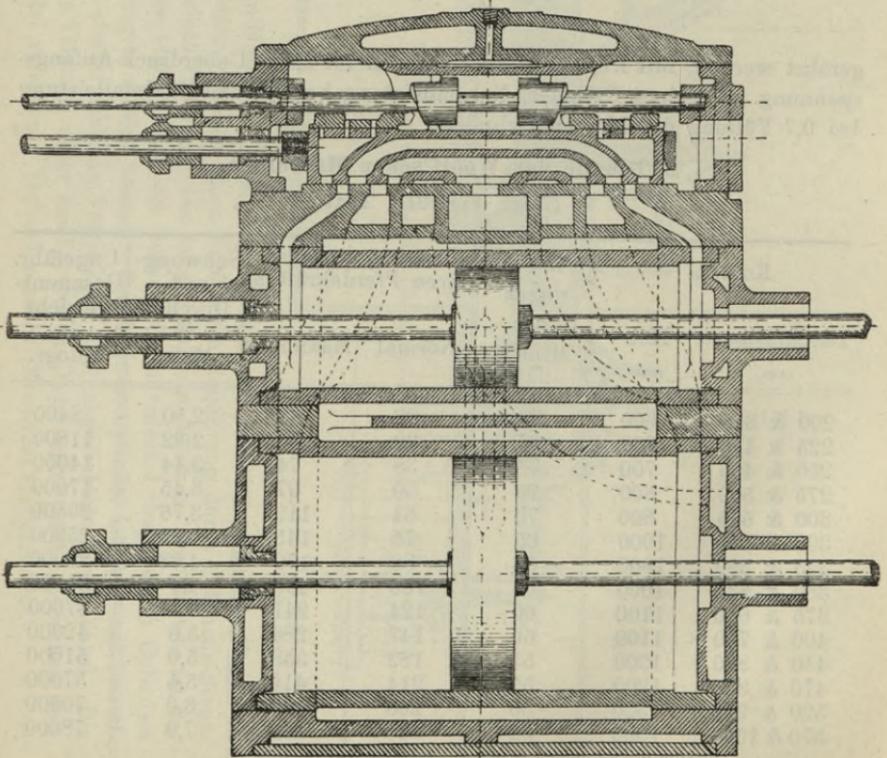
Kolben-		Umdrehungen per Minute	Leistung in effektiven Pferdekräften		Schwungrad- Durchm. in Meter	Ungefähr. Gesamtgewicht in Kilogr.
Durchmesser mm	Hub mm		Normal	Maximum		
200 & 365	600	80	22	43	2,50	8400
225 & 410	700	75	30	59	2,82	11800
250 & 455	700	75	38	74	3,14	14000
275 & 500	800	70	50	97	3,45	17000
300 & 545	800	70	61	119	3,76	20500
300 & 550	1000	65	75	145	4,08	25300
325 & 590	1000	65	88	170	4,08	27000
350 & 635	1000	65	106	206	4,5	30000
375 & 680	1100	60	124	241	4,7	37000
400 & 730	1100	60	147	286	5,0	42000
440 & 800	1200	55	182	353	5,0	51000
470 & 855	1200	55	214	416	5,5	57000
520 & 945	1300	50	268	520	6,0	70000
570 & 1030	1300	50	328	636	7,0	78000

Fig. 214.



Horizontale Woolf'sche Maschine mit Farcot-Steuerung,  
nach Ausführung von J. Hermann-Lachapelle in Paris.

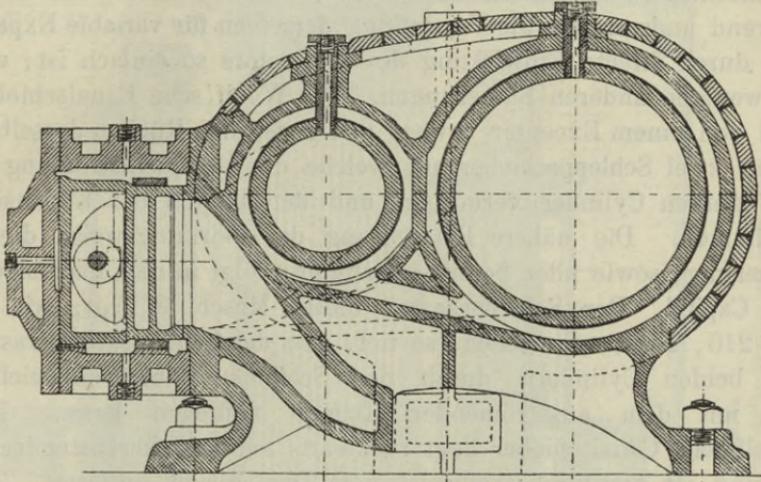
Fig. 215.



Horizontalschnitt zur horizontalen Woolf'schen Maschine Fig. 214, Text.

einander liegenden Dampfzylindern dargestellt,\*) bei welcher die beiden Kolbenstangen an ihren äusseren Enden durch einen ge-

Fig. 216.



Verticallschnitt zur horizontalen Woolf'schen Maschine Fig. 214, Text.

meinsamen Kreuzkopf gerade geführt sind, jedoch von diesem aus mit gemeinschaftlicher Leitstange die Kraft auf eine einzige Kurbel übertragen. Diese Anordnung, bei welcher die beiden Dampfkolben wie bei der Woolf'schen Balancier-Maschine Fig. 213, Text, durchaus gleichläufige Bewegung aufweisen, ist sehr compendiös. Die Dampf-

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen von J. Hermann-Lachapelle in Paris gebaut werden.

**Tabelle der Woolf'schen Maschinen.**

(Nach Fig. 214 bis 216, Text).

Nominelle Leistung in Pferdekraften	Kolben		Umdrehungszahl pro Minute	Schwungrad-Durchmesser m
	Durchmesser mm	Hub mm		
15	175 & 330	600	80	3,0
20	200 & 380	640	70	3,5
25	220 & 415	640	70	3,5
30	240 & 450	700	60	4,0

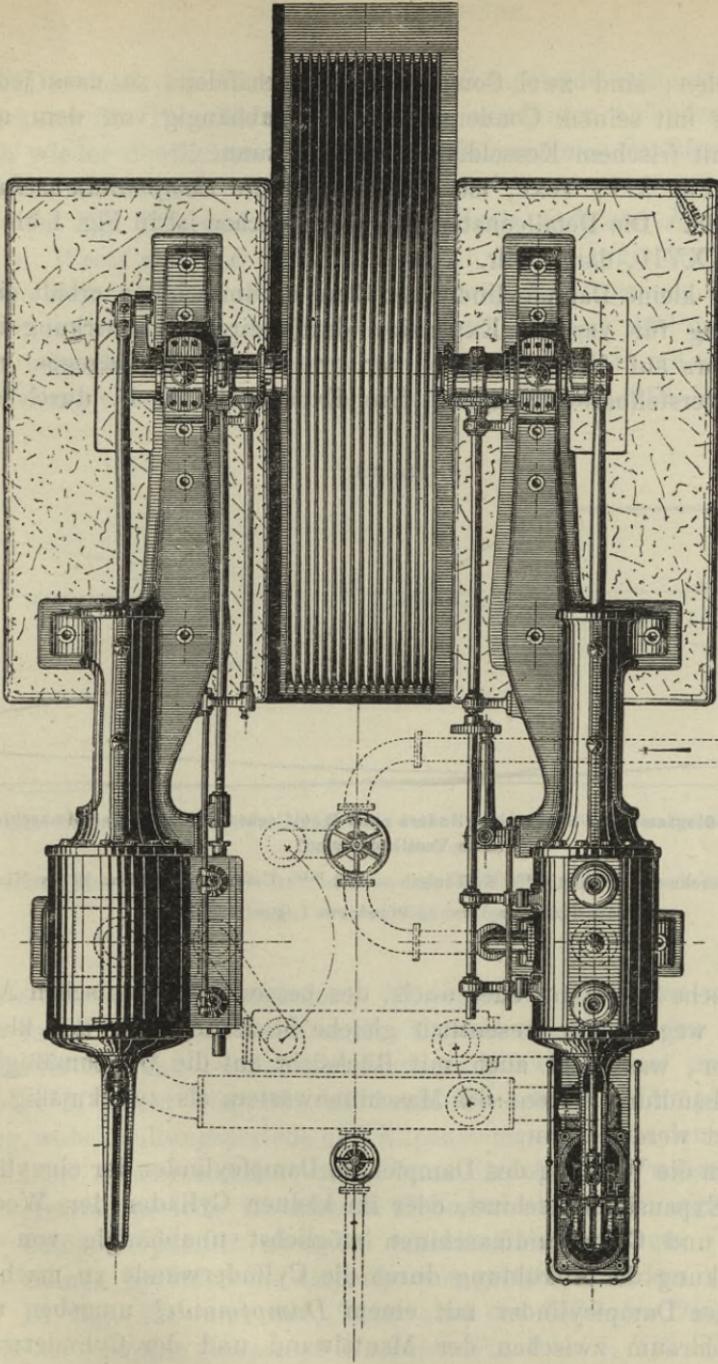
vertheilung erfolgt für beide Cylinder zugleich durch eine einzige Steuerung und zwar durch die *Farcot'sche Schleppschieber-Steuerung*, auch kurz *Farcot-Steuerung* genannt, mit *Wolf'schem Canalschieber*, welche sowohl an und für sich äußerst einfach ist, während andererseits die Verstellung derselben für variable Expansion durch directe Einwirkung des Regulators so einfach ist, wie bei wenigen anderen Steuerungen. Der *Wolf'sche Canalschieber* wird von einem Excenter bewegt und gegen den Rücken desselben liegen zwei Schleppschieber an, welche die Dampfeinströmung in den kleinen Cylinder vermitteln und den Beginn der Expansion bestimmen. Die nähere Betrachtung der Wirkungsweise dieser Steuerung, sowie aller bereits genannten, folgt in dem nachfolgenden Capitel. Der Schieberkasten dieser Maschine liegt, wie in Fig. 216, Text, zu ersehen, so tief, dass das Condensationswasser aus beiden Cylindern durch den Schieber selbst entweichen und mit dem ausströmenden Dampf abfließen kann. Der *Wolf'sche Canalschieber* liegt rückwärts am Schieberkastendeckel an und ist hierdurch theilweise vom Dampfdruck entlastet. Zur Regulirung dient der *isochrone Andrade-Regulator*. Die Luftpumpe und die Speisepumpe sind in der Verlängerung der beiden Kolbenstangen disponirt derart, dass diese auch als Pumpenkolbenstangen wirken.

In Fig. 1 und 2, Taf. XXXIII, ist eine *verticale Compoundmaschine* dargestellt. Der kleine Cylinder hat *Rider-Steuerung* für variable Expansion unter directer Einwirkung des *Pröll'schen Regulators*, mit Kolbenschieber als Vertheilungsschieber. Der große Cylinder aber hat einen einfachen Kolbenschieber. Diese Kolbenschieber sind an jedem Ende mit zwei Nuthen versehen, in welche die gewöhnlich bei Dampfkolben üblichen aufgeschnittenen und federnden Dichtungsringe liegen. (Vom Dampfdruck entlastete Schieber.)

Die Schieberstange für den Vertheilungsschieber des kleinen Cylinders ist hohl und führt in ihrem Innern die Schieberstange für den Expansionsschieber und letztere geht durch den Schieber und den Schieberkasten hindurch und hat an ihrem oberen Ende den vom Regulator verstellbaren Hebel sitzen.

Um bei dieser Maschine ohne weiters die Vortheile getrennter Benützung eines Cylinders im Falle der Reparatur des anderen

Fig. 217.



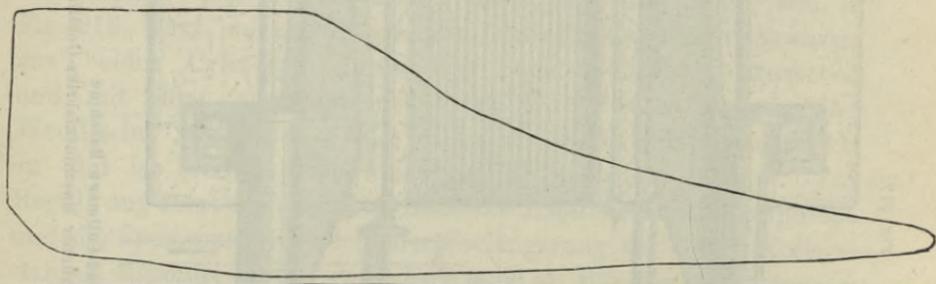
Compound-Collmann-Maschine  
nach Ausführung der Ersten Brünner Maschinenfabriks-Gesellschaft in Brünn.

zu erzielen, sind zwei Condensatoren vorhanden, so dass jeder Cylinder mit seinem Condensator auch unabhängig von dem anderen mit frischem Kesseldampf arbeiten kann.

In Fig. 217, Text, ist eine *horizontale Compoundmaschine* dargestellt. Die Detailconstruction einer solchen ist in Fig. 1 bis 5, Taf. XXXVII, dargestellt.

Der kleine Dampfzylinder der Compoundmaschinen erhält eine Steuerung für variable Expansion durch directe Einwirkung des Regulators auf die Steuerung, der grosse Cylinder dagegen von Hand verstellbare, übrigens fixe Expansion, z. B. durch die

Fig. 218.



Indicator-Diagramm des Hochdruckzylinders einer Woolf'schen Balancier-Dampfmaschine.  
(Alte Ventilsteuerung.)

Cylinderdurchmesser = 684 mm, Kolbenhub = 838 mm, Umdrehungszahl = 36 pro Minute,  
Feder 1 Zoll engl. = 24 Pfund pro 1 Quadratzoll engl.

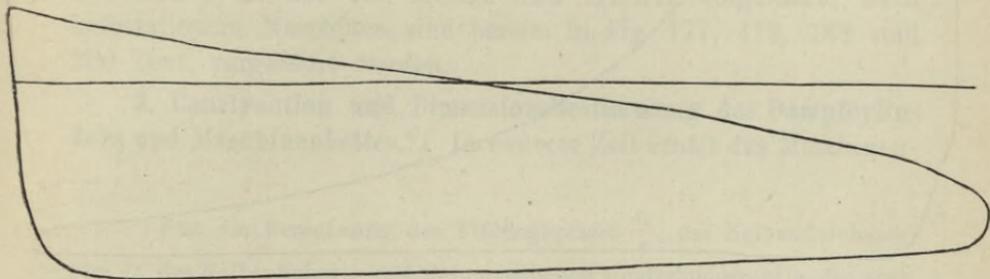
Meyer'sche Steuerung oder auch, des besseren harmonischen Aussehens wegen, die wesentlich gleiche Steuerung wie der kleine Cylinder, was wohl auch mit Rücksicht auf die Gleichmäßigkeit der Behandlung seitens des Maschinenwärters als zweckmäßig bezeichnet werden kann.

Um die Wirkung des Dampfes im Dampfzylinder der eincylindrigen Expansionsmaschine, oder im kleinen Cylinder der Woolf'schen und Compoundmaschinen möglichst unabhängig von der Einwirkung der Abkühlung durch die Cylinderwände zu machen, wird der Dampfzylinder mit einem *Dampfmantel* umgeben und der Hohlraum zwischen der Mantelwand und der Cylinderwand von dem frischen Kesseldampf durchströmt.

Die bei der Woolf'schen und Compoundmaschine erzielte Wirkung des Dampfes in den beiden getrennten Cylindern zeigt sich wieder deutlich in den *Indicator-Diagrammen des kleinen und grossen Cylinders*.

In Fig. 218 und 219, Text, sind die *Indicator-Diagramme einer Woolf'schen Balancier-Maschine* nach Originalen copirt, deren kleinem Cylinder mit Ventilsteuerung das Diagramm Fig. 218, Text, mit einer Indicatorfeder von 1 Zoll engl. = 24 Pfund engl. pro 1 Quadratzoll engl. entstammt und deren grossem mit Schiebersteuerung versehenem Cylinder das Diagramm Fig. 219, Text, mit

Fig. 219.



**Indicator-Diagramm des Niederdruckcylinders einer Woolf'schen Balancier-Dampfmaschine (Schiebersteuerung.)**

Cylinderdurchmesser = 737 mm; Kolbenhub = 1677 mm; Umdrehungszahl = 36 pro Minute.  
Feder 1 Zoll engl. = 12 Pfund pro 1 Quadratzoll engl.

schwächerer Feder entstammt. Man erkennt hierin den ununterbrochenen Uebertritt des Dampfes aus dem kleinen in den grossen Cylinder während des Kolbenrückganges, jedoch erkennt man auch wieder in jedem Diagramm die sechs Perioden der Dampfvertheilung, wobei Füllungsperiode und Expansionsperiode für den grossen Cylinder zusammenfallen, wenn vom Canalschluss während der Compressionsperiode im kleinen Cylinder abgesehen wird, denn der Dampf expandirt eben bei seinem Uebertritt vom Volumen des kleinen Cylinders in dasjenige des grossen Cylinders.

In Fig. 220 und 221, Text, sind die *Indicator-Diagramme einer horizontalen Compound-Maschine* (Fig. 1 bis 5, Taf. XXXVII) nach Originalen copirt, deren kleinem, mit Collmannsteuerung aus-

gerüsteten Cylinder das Diagramm Fig. 220, Text, mit einer Indicatorfeder von  $9 \text{ mm} = 1 \text{ at}$  entstammt und deren grossem mit Schiebersteuerung versehenem Cylinder das Diagramm Fig. 221, Text, mit schwächerer Indicatorfeder entstammt.

Man erkennt am Diagramm des kleinen Cylinders ein schwaches

Fig. 220.

Feder  $9 \text{ mm} = 1 \text{ kg/qcm}$ ;  $p_m = 2,55 \text{ at} = \text{Mittl. Dampfdruck}$ .

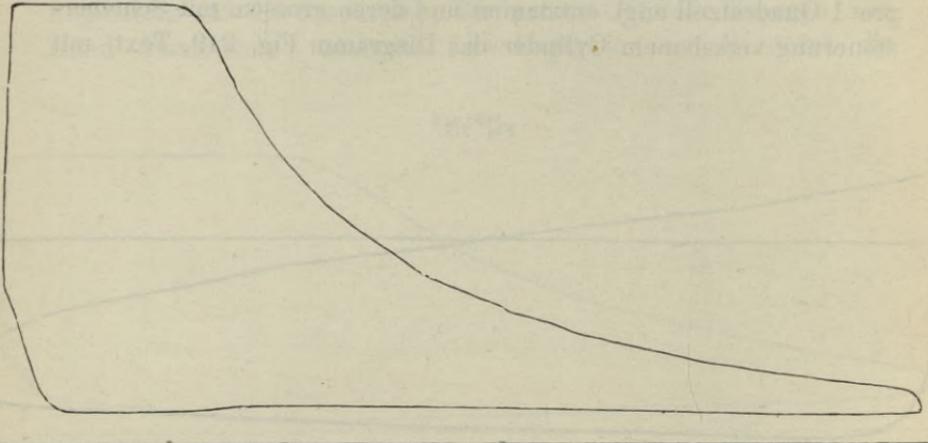
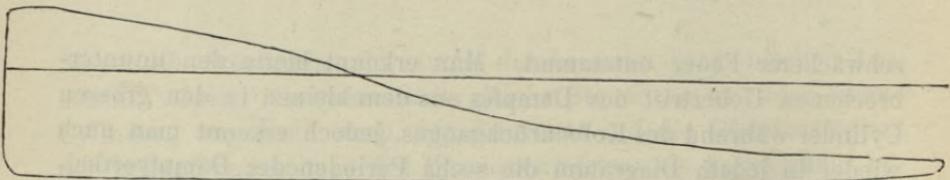


Fig. 221.

Feder  $15 \text{ mm} = 1 \text{ kg/qcm}$ ;  $p_m = 0,735 \text{ at} = \text{Mittl. Dampfdruck}$ .



#### Indicator-Diagramme der Compound-Maschine

nach Fig. 1 bis 5, Taf. XXXVII.

(Fig. 220 bis 221.)

Ansteigen der Spannung beim Uebertritt in den Receiver und dann bei der Eröffnung des Canals für die Einströmung in den grossen Cylinder ein schwaches Fallen derselben.

Das Diagramm des grossen Cylinders dagegen zeigt ungefähr 0,4 Füllung bei entsprechend sinkender Spannung und darauf

folgend die Expansion, so dass wieder jedes Diagramm die sechs Perioden der Dampfvertheilung deutlich erkennen lässt.

Ein ganz wichtiger Bestandtheil der Anlage einer *stationären Dampfmaschine* ist endlich das *Dampfmaschinen-Fundament*, dessen solide Ausführung Einfluss hat auf die Erhaltung dauernd ungestörten Betriebes. Fig. 1 bis 3, Taf. XXXV, zeigt die cotirte Zeichnung des Fundamentes einer horizontalen Auspuff-Dampfmaschine, bestehend aus Sandstein-Quadern und mit Cement gemauertem Ziegelmauerwerk.

Fig. 5, Taf. XXXV, zeigt das Fundament einer horizontalen Condensationsmaschine.

Locomobile sind bereits in Fig. 176 und 178, Text, und eine Locomotive ist auf Taf. XXXI und XXXII vorgeführt; auch halbstationäre Maschinen sind bereits in Fig. 177, 179, 188 und 200 Text, vorgeführt worden.

**3. Construction und Dimensionsbestimmung des Dampfzylinders und Maschinenbettes.\*)** In neuerer Zeit erhält das Maschinen-

---

\*) Für die Berechnung des Füllungsgrades  $\frac{s_1}{s}$ , des Kolbendurchmessers  $D$ , des Kolbenhubes  $s$  und der minutlichen Umdrehungszahl  $n$  also auch der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c$  bei gegebener Kesseldampfspannung  $p$  und angenommener Admissionsdampfspannung  $p_1$  für eine vorgeschriebene Nutzleistung  $N_n$  in Pferdekraften und umgekehrt, sowie zur Berechnung des Dampfverbrauches und der Einspritzwassermenge der Condensationsmaschinen, benützen wir das auch in der Praxis bereits allgemein in Gebrauch stehende und zu diesen Berechnungen vorzüglich geeignete Tabellenwerk „Die Dampfmaschinen-Berechnung“ von *Josef Hrabák*, 3. Aufl., Prag 1877, eventuell das dem gleichen Zwecke dienende in vorigem Jahre erschienene größere Werk desselben Verfassers. Die Construction und Dimensionsbestimmung der übrigen Theile der Dampfmaschine, welche in die Classe der *Maschinenelemente* fallen, setzen wir als bekannt voraus und verweisen diesbezüglich auf die beiden auch in dieser Hinsicht im Vorwort zur ersten Abtheilung dieses Werkes besonders angeführten vortrefflichen Werke: Die *Maschinenfabrication*“ von *H. v. Reiche* und „*Der Constructeur*“ von *F. Reuleaux*.

Nur Eines aber wollen wir hier noch beifügen; es ist die Benennung der Maschine nach ihrer Leistungsfähigkeit, deren unverstandener Gebrauch namentlich einen großen, wenn nicht den größten Theil der gegenwärtig gebräuchlichen Motoren für das Kleingewerbe in Miscredit gebracht hat.

Man beschafft sich eine 20<sup>e</sup> Dampfmaschine doch wohl unter der Vor-

bett gewöhnlich die Form des *Bajonettbalkens* wie in Fig. 1 bis 7, Taf. XXXVI, gezeichnet und die Verbindung des Dampfzylinders mit dem Maschinenbett erfolgt in der dort ersichtlichen Weise, wobei ein Fuß am Cylinder und ein zweiter am Bett beim Kurbellager am Fundament aufruhet und jeder Fuss mit vier Fundamentschrauben festgeschraubt ist. Wir nennen daher diese Construction „Normalcylinder mit Normalbett“. Oft dagegen wird der Dampfzylinder freitragend montirt und das Bett mit zwei Füßen auf das Fundament aufgestellt, wie in Fig. 1 und 2, Taf. XXXIV oder das Bett auf seiner ganzen Länge auf das Fundament aufgelegt, wie in Fig. 8 bis 10 Taf. XXXVI, gezeichnet. In jedem Falle ist das Maschinenbett hohl gegossen.

Bezeichnet

$D$  den Kolbendurchmesser der Dampfmaschine in Millimeter,

$d$  den Durchmesser der Kolbenstange in Millimeter,

$\delta$  die Wandstärke des Dampfzylinders im ausgebohrten Theil in Millimeter,

so kann man nehmen

aussetzung, dass dieselbe unter allen Umständen ihre 20<sup>e</sup> leiste und in Ausnahmefällen und bei nicht ganz zutreffenden, der Voraussetzung zu Grunde liegenden Verhältnissen, auch noch etwas mehr leiste. Man ist solches gewöhnt; erwartet es daher stillschweigend und ist somit überrascht, wenn eine 20<sup>e</sup> Maschine nicht mehr zu leisten vermag und so verhält es sich auch bei den Motoren für das Kleingewerbe, bei welchen, nach ihren gegenwärtig zumeist gebräuchlichen Benennungen eine 4<sup>e</sup> Maschine schon ächzt und krächzt, wenn selbe 4<sup>e</sup> wirklich leisten muss, mehr aber zu leisten absolut nicht im Stande ist.

*Die Engländer haben deshalb den Gebrauch  $\frac{2}{3}$  der unter normalen Verhältnissen zu erwartenden Leistung ihrer Dampfmaschinen zu deren Benennung anzugeben* und also z. B. eine solche Maschine, welche in ihrer, unter den ungünstigsten Voraussetzungen nach Hrabak berechneten Leistung noch 12<sup>e</sup> Nutzeffekt ergibt, eine 8<sup>e</sup> Maschine zu nennen. Die Maschine heisst *nomine*ll achtferdig. Demnach ist eine 16<sup>e</sup> Dampfmaschine noch ganz gut in der Lage 20 und selbst 24<sup>e</sup> zu leisten und solches fordert zumeist auch die Praxis am ganzen Continent.

Wir behalten deshalb auch diese Berechnungsweise bei unseren Ausführungen bei, und empfehlen dieselbe namentlich den Fabrikanten von Motoren für das Kleingewerbe, deren Maschinen dann jedenfalls besser den an sie gestellten Anforderungen entsprechen werden, als dies zumeist heute der Fall ist.

$$\delta = 20 \text{ mm} + 0,01 \cdot D \quad \dots \dots \dots (319)$$

$$i = \frac{1}{5} \cdot D \text{ bis } \frac{1}{7} \cdot D \quad \dots \dots \dots (320)$$

ersteres für kleinere, letzteres für größere Kolbendurchmesser; für den großen Cylinder der Woolf'schen Maschinen noch  $\frac{1}{8} D$  bis  $\frac{1}{8,5} \cdot D$ .

Ferner nehmen wir die Wandstärke des Schieberkastens und der Ventilgehäuse

$$\delta_1 = 0,67 \delta \text{ bis } 0,75 \delta \quad \dots \dots \dots (321)$$

die Flanschdicke des Cylinders und der Cylinderdeckel

$$\delta_2 = 1,17 \delta \text{ bis } 1,25 \delta \quad \dots \dots \dots (322)$$

die Flanschdicke des Schieberkastens und der Ventilgehäuse sowie der Deckel dazu

$$\delta_3 = \delta \quad \dots \dots \dots (323)$$

den Durchmesser der wegen des Auslaufens der Kolbenringe erforderlichen Erweiterung der Cylinderbohrung an den beiden Enden des Cylinders

$$D_1 = 7 \text{ mm} + 1,01 \cdot D \quad \dots \dots \dots (324)$$

den Spielraum zwischen dem Kolben am Hubende und dem Cylinderdeckel

$$\sigma = 3 \text{ mm} + 0,01 D \quad \dots \dots \dots (325)$$

die Anzahl der Cylinderdeckelschrauben

$$i = 2 + 0,02 \cdot D \quad \dots \dots \dots (326)$$

den Gewindekerndurchmesser der Cylinderdeckelschrauben

$$d_1 = D \cdot \sqrt{\frac{p}{i \cdot S}} \quad \dots \dots \dots (327)$$

wobei noch

$p$  den Dampfüberdruck auf den Kolben in Kilogramm pro 1 qmm  
z. B.  $p = 0,06 \text{ kg/qmm}$  für 6 at Ueberdruck

$S = 2,8 \text{ kg/qmm}$  die Beanspruchung der Schrauben bezeichnet, und für gewöhnliche Fälle für

$$p = 0,06 \text{ kg/qmm} \quad \dots \dots \dots (328)$$

$$d_1 = 0,1463 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{1}{i}} \quad \dots \dots \dots (329)$$

Bezeichnet ferner

$D$  den Kolbendurchmesser in Meter

$s$  den Kolbenhub in Meter

$R$  den Kurbelhalbmesser in Meter,

$n$  die minutliche Umdrehungszahl der Kurbel,

$c$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Secunde

so ist

$$c = \frac{2 n s}{60} \dots \dots \dots (330)$$

und man kann nehmen

für gewöhnliche Maschinen

$$c < \overline{1,5} \text{ m} \dots \dots \dots (331)$$

$$R = D \dots \dots \dots (332)$$

$$s = 2 R = 2 D \dots \dots \dots (333)$$

für schnellgehende Maschinen

$$c > \overline{1,5} \text{ m} \dots \dots \dots (334)$$

$$R > \overline{1,2} D \dots \dots \dots (335)$$

$$s = 2 R > \overline{2,4} D \dots \dots \dots (336)$$

für den Bajonettbalken kann man mit den in Fig. 2, 3 und 7, Taf. XXXVI, cotirten Bezeichnungen nehmen

die Breite des Bettquerschnittes beim Lager

$$b = 0,6 D \text{ bis } 0,45 D \dots \dots \dots (337)$$

die Höhe des Bettquerschnittes beim Lager

$$h = 0,9 D \text{ bis } 0,75 D \dots \dots \dots (338)$$

die Breite des Bettquerschnittes bei der Geradföhrung

$$B = 0,87 D \text{ bis } 0,70 D \dots \dots \dots (339)$$

die Höhe des Bettquerschnittes bei der Geradföhrung

$$H = D \text{ bis } 0,85 D \dots \dots \dots (340)$$

erstere Werte für kleinere Kolbendurchmesser, letztere etwa von  $D = 500 \text{ mm}$  aufwärts, die Wandstärke des Bettes

$$\delta' = 15 \text{ mm} + 0,04 D \dots \dots \dots (341)$$

wobei wieder  $D$  in Millimeter einzusetzen ist.

Die Höhe der Cylinderachse über dem Fußboden des Maschinenhauses im Allgemeinen (Fig. 8, Taf. XXXVI)

$$H_1 = 600 \text{ bis } 950 \text{ mm} \dots \dots \dots (342)$$

und bei gewöhnlichen Maschinen mittlerer Größe

$$H_1 = 750 \text{ mm} \dots \dots \dots (343)$$

den äußeren Gewindedurchmesser der Fundamentschrauben, unter der Voraussetzung, dass deren vier Stück beim Cylinderfuß und

vier Stück beim Lagerfuß, also im Ganzen acht Stück vorhanden sind

$$d = 12 \text{ mm} + 0,06 D \quad \dots \quad (344)$$

Ferner kann man für die gegenwärtig gewöhnlich gebräuchlichen Maschinen für Dampfspannungen bis  $5,5 \text{ at}$  Ueberdruck (also bei Condensationsmaschinen  $p_1 = 5,5 \text{ at}$  absolute Admissionsspannung) auf den Dampfkolben nehmen, um mit dem Leitstangenmittel möglichst nahe an das Kurbellager heran zu kommen, wobei auch die Länge der Kurbelnabe nach Thunlichkeit zu beiden Seiten des Kurbelarmes oder der Kurbelscheibe zu entwickeln ist, den *Durchmesser des gussstählernen Kurbelzapfens*

$$d = 0,23 D \quad \dots \quad (345)$$

bei der Länge desselben

$$l = 1,25 d \quad \dots \quad (346)$$

den *Durchmesser der mit Kreisquerschnitt aus Bessemerstahl hergestellten Leitstange*

in der Mitte des Schaftes

$$d = 0,23 D \quad \dots \quad (347)$$

am Ende an der Kurbelseite

$$d_1 = 0,82 d \quad \dots \quad (348)$$

am Ende an der Kreuzkopfseite

$$d_2 = 0,75 d \quad \dots \quad (349)$$

den *Durchmesser des gussstählernen Kreuzkopfbolzens*

$$d' = 0,85 d \quad \dots \quad (350)$$

bei einer Länge desselben im Lager

$$l' = 1,3 d' \quad \dots \quad (351)$$

den *Durchmesser der Schwungradwelle aus Bessemerstahl im Kurbellager*

$$d'' = 0,44 D \quad \dots \quad (352)$$

bei der Lagerlänge

$$l'' = 1,5 d'' \text{ bis } 1,6 d'' \quad \dots \quad (353)$$

und den *Durchmesser der Schwungradwelle in der Schwungradnabe* bei gewöhnlicher Länge zwischen den beiden Lagern

$$d''' = 0,48 D \quad \dots \quad (354)$$

#### 4. Construction und Dimensionsbestimmung der Steuerungen.

Die Steuerung bewirkt die Dampfvertheilung im Dampfcyylinder, indem sie abwechselnd die Dampfeinströmungs- und Ausströmungscanäle öffnet und schließt.

Man unterscheidet nach der Form der inneren Steuerungsorgane *Schiebersteuerungen* und *Ventilsteuerungen* und unter ersteren wieder solche mit *flachen Schiebern* (Flachschiebersteuerungen, Flachschiebermaschinen) und solche mit *Rundschiebern* (Rundschiebersteuerungen, Hahnsteuerungen).

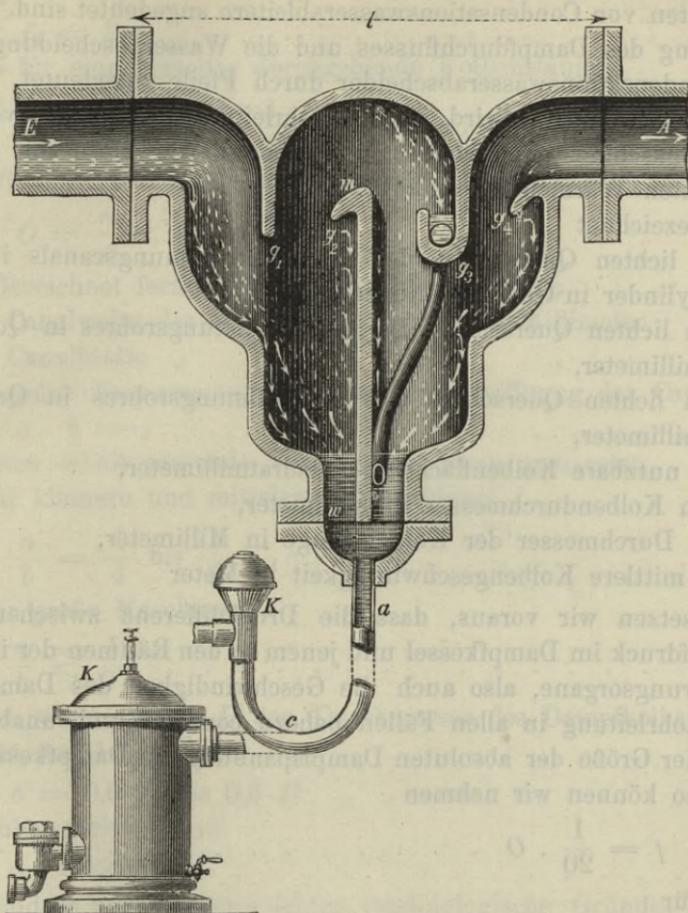
Diejenigen Steuerungen, welche vermöge der Einrichtung der äußeren Steuerungsorgane eine rasche Eröffnung der Dampfströmungscanäle und einen raschen Abschluss derselben oder auch nur einen raschen Abschluss derselben ergeben, werden neuestens als besondere Gruppe aufgefasst und *Präcisionssteuerungen* genannt und es gibt sonach Präcisionssteuerungen mit flachen Schiebern wie z. B. die *Wannick-Köppner'sche Flachschiebermaschine*, dann solche mit Rundschiebern, zu welchen die verschiedenen Arten der *Corliss-Steuerungen* gehören, endlich solche mit Ventilen und hierzu gehören die *Sulzer-Steuerung*, die *Decker-Steuerung* und die *Collmann-Steuerung*, welche gegenwärtig die hervorragendsten Plätze einnehmen, und deren Varianten.

In die Räume der inneren Steuerungsorgane wird der Dampf vom Dampfkessel durch das *Dampfzuleitungsrohr* zugeführt, und der in der Maschine ausgenützte Dampf gelangt durch das *Auströmnungsrohr* bei Auspuffmaschinen in die freie Luft, und bei Condensationsmaschinen in den Condensationsraum, wobei er in beiden Fällen auch vorher noch durch einen *Vorwärmer* hindurch geleitet werden kann, um das Speisewasser vorzuwärmen.

Die *Dampfzuleitungsrohre* sollen hinreichend weit sein, damit der Dampf nicht mit übermäßig großer Geschwindigkeit hindurchströmen muss und sonach die Druckdifferenz im Kessel und in den Räumen der inneren Steuerungsorgane (Schieberkasten, Ventilgehäuse) nicht zu groß ausfällt. Dieselben sollen ferner durch schlechte Wärmeleiter, wie solche schon bei den Dampfkesseln (Note S. 194) angeführt wurden, gegen die Wärmeausstrahlung geschützt sein, damit die Condensation des Dampfes in dem Dampfzuleitungsrohr möglichst gering ausfällt.

Lange Dampfleitungsrohre erhalten gegenwärtig wohl schon zumeist eine geringe Neigung in der Richtung der Dampfströmung also vom Kessel zur Maschine, damit das Condensationswasser nicht der Dampfströmung entgegengesetzt, sondern mit der Dampfströmung in gleicher Richtung fließt, und es ist deshalb noth-

Fig. 222.



**Doppeltwirkender Condensationswasserabscheider mit Condensationswasserableiter,**  
nach Ausführung der Action-Gesellschaft Schäffer & Walker in Berlin.

*E* Eintrittsstelle des Dampfes.  $g_1 g_2 g_3 g_4$  Zwischenwände zur Abscheidung des vom Dampfe mitgeführten Wassers mit Abflussröhrchen bei  $g_3$ . *m* Mittelwand mit Vorsprung bei  $g_2$ . *w* Ansammlung des ausgeschiedenen Condensationswassers. *ac* Anschlussrohr zum Condensationswasserableiter. *KK* Condensationswasserableiter *l* Flantschenentfernung der Anschlussrohre der Dampfleitung. *A* Austrittsstelle des Dampfes.

wendig das Condensationswasser aus dem Dampfzuleitungsrohre unmittelbar vor dessen Einmündung in die Räume der inneren Steuerungsorgane vom Dampf abzuscheiden und abzuleiten.

In Fig. 222, Text, ist ein *Condensationswasserabscheider*

im Querschnitt gezeichnet, an dessen unterem Ende bei  $K$  zwei Varianten von Condensationswasserableitern angedeutet sind.\*) Die Richtung des Dampfdurchflusses und die Wasserabscheidung sind im Condensationswasserabscheider durch Pfeile angedeutet.

Dieser Apparat wird in die Rohrleitung unmittelbar vor der Dampfmaschine eingeschaltet und ebenso wie diese mit einem schlechten Wärmeleiter umhüllt.

Bezeichnet

$f$  den lichten Querschnitt des Dampfeinströmungschanals in den Cylinder in Quadratmillimeter,

$f_1$  den lichten Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres in Quadratmillimeter,

$f_2$  den lichten Querschnitt des Ausströmungsrohres in Quadratmillimeter,

$O$  die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmillimeter,

$D$  den Kolbendurchmesser in Millimeter,

$d$  den Durchmesser der Kolbenstange in Millimeter,

$c$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter

und setzen wir voraus, dass die Druckdifferenz zwischen dem Dampfdruck im Dampfkessel und jenem in den Räumen der inneren Steuerungsorgane, also auch die Geschwindigkeit des Dampfes in der Rohrleitung in allen Fällen nahezu constant und unabhängig von der Größe der absoluten Dampfspannung im Dampfkessel sein soll, so können wir nehmen

$$f = \frac{1}{20} \cdot O \quad \dots \dots \dots (355)$$

für

$$c \leq 1,5^m \quad \dots \dots \dots (356)$$

und nach *Radinger*

$$f = \frac{c}{30} \cdot O \quad \dots \dots \dots (357)$$

für

$$c > 1,5^m \quad \dots \dots \dots (358)$$

ferner

\*) Letztere sind in des Verfassers Werk: Leitfaden der Dampftriefes 2. Aufl, S 98 und 99 beschrieben.

$$f_1 = \frac{10}{9} f \dots \dots \dots (359)$$

$$f_2 = 2 f \dots \dots \dots (360)$$

wobei für eine einseitig durchgehende Kolbenstange

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \dots \dots \dots (361)$$

und für eine beiderseits durchgehende Kolbenstange

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \dots \dots \dots (362)$$

Bezeichnet ferner für eine *Schiebersteuerung*

*a* die Canalweite des Einströmungscanales in Millimeter,

*b* die Canalbreite „ „ „ „

so ist unter Voraussetzung vollständiger Eröffnung des Canales

$$a \cdot b = f \dots \dots \dots (363)$$

und man erhält passende Verhältnisse, wenn man setzt,

für kleinere und mittelgroße Maschinen

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \dots \dots \dots (364)$$

für große Maschinen

$$\frac{a}{b} < \frac{1}{7} \dots \dots \dots (365)$$

so dass, wenn wieder *D* den Durchmesser des Dampfkolbens bezeichnet, im Allgemeinen

$$b = 0,5 D \text{ bis } 0,6 D \dots \dots \dots (366)$$

nicht überschritten und

$$a > 12 \text{ mm} \dots \dots \dots (367)$$

insbesondere aus Gussrücksichten (technologische Gründe) eingehalten wird.

Bezeichnet endlich für Ventilsteuerungen

*δ* den inneren Durchmesser des oberen und den äußern Durchmesser des unteren Ventilsitzes der gewöhnlich gebräuchlichen doppelspitzigen Röhrenventile in Millimeter,

*h* den Ventilhub in Millimeter,

so ist

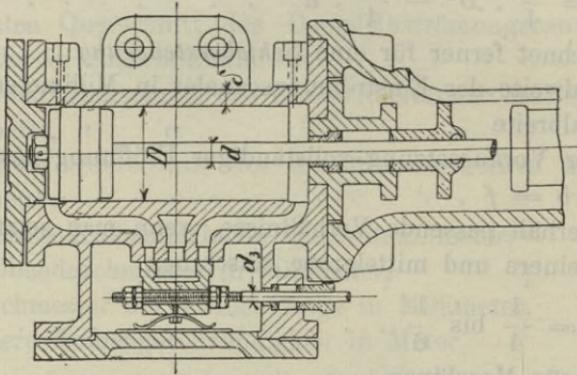
$$2 \cdot \pi \cdot \delta \cdot h = f \dots \dots \dots (368)$$

wobei im Allgemeinen *δ* groß und *h* entsprechend klein zu nehmen ist. Für den Dampfcanal, welcher aus dem Ventilgehäuse in den

Dampfzylinder führt, gelten im Allgemeinen wieder die Gleichungen (363 bis (367.

Wir wenden uns nun den einzelnen *Arten der Steuerungen* zu, von welchen wir im Folgenden die gebräuchlichsten in Betracht ziehen, wobei wir insbesondere den *Schiebereröffnungscurven*, beziehungsweise den *Ventileröffnungscurven* unsere Aufmerksamkeit

Fig. 223.



Horizontaler Mittelschnitt durch den Cylinder und den Schieberkasten zu Fig. 224, Text, (1<sub>10</sub> Ng.)

widmen, weil hierin allein die Concurrenz der Ventilsteuerungen gegenüber den Schiebersteuerungen und insbesondere jene der Präcisionssteuerungen eine Begründung findet.\*)

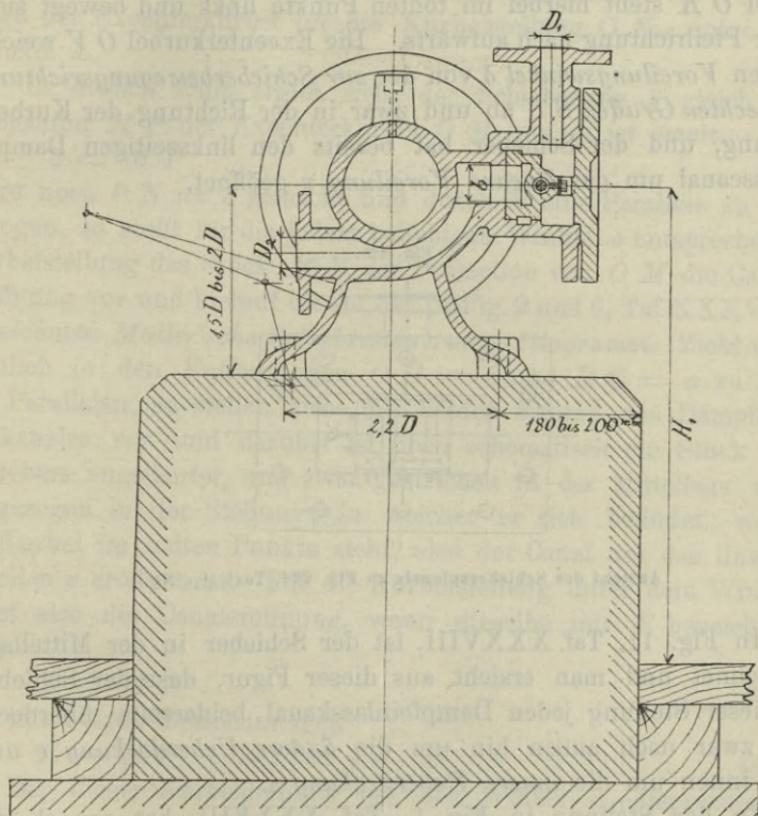
### 1. Die einfache Schiebersteuerung.

In Fig. 223 und 224, Text, ist der horizontale und verticale

\*) Für ein eingehenderes Studium der Verhältnisse der Schiebersteuerungen im Allgemeinen verweisen wir auf das in jüngster Zeit erschienene Werk „Die Müller'schen Schieber-Diagramme in Anwendung auf die Steuerungen der Betriebsdampfmaschinen“, bearbeitet von *Alfred Seemann*, München 1881, und bezüglich der bei stationären Maschinen des Fabriksbetriebes seltener vorkommenden Coulissensteuerungen auf das sehr kurz gefasste Werk „Die Umsteuerungen der Locomotiven in rein graphischer Behandlungsweise“ von *Albert Fliegner*, Zürich 1881, welchen beiden Werken ebenfalls die im Folgenden in Betracht gezogenen *Müller'schen Diagramme* als Grundlage dienen, die dem Verfasser übrigens schon seit 1868 aus den Vorlesungen des Herrn Hofrathes *Rudolf Grimus Ritter von Grim-*

Mittelschnitt durch den Dampfzylinder und den Schieberkasten mit dem angrenzenden Theile des Maschinenbettes gezeichnet und in

Fig. 224.



Verticaler Mittelschnitt durch den Cylinder und den Schieberkasten einer horizontalen Dampfmaschine mit einfacher Schiebersteuerung.

( $\frac{1}{10}$  Ng.)

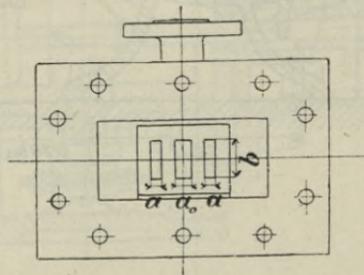
burg, s. Z. Professor des Maschinenbaues an der technischen Hochschule in Wien, bekannt und auch schon in der ersten Abtheilung dieses Werkes S. 223 u. d. f. angewendet sind.

Da nunmehr auch anderwärts die Müller'schen Schiebersteuerungs-Diagramme bereits bevorzugt werden und durch die Literatur der Praxis zugänglich gemacht sind, so haben wir im Folgenden nur mehr diese der Vorstellung näher liegenden Diagramme angewendet und verweisen bezüglich des Zeuner'schen Schiebersteuerungs-Diagrammes auf P. I. S. 223 u. d. f.

Fig. 225, Text, die Ansicht des Schieberspiegels bei abgehobenem Schieber und abgenommenem Schieberkastendeckel.

Fig. 1, Taf. XXXVIII, zeigt die schematische Darstellung der Steuerung bei der Kurbelstellung im todtten Punkte. Die Maschinenkurbel  $OK$  steht hierbei im todtten Punkte links und bewegt sich in der Pfeilrichtung nach aufwärts. Die Excenterkurbel  $OV$  weicht um den *Voreilungswinkel*  $\delta$  von der zur Schieberbewegungsrichtung senkrechten Graden  $SS$  ab und zwar in der Richtung der Kurbeldrehung, und der Schieber hat bereits den linksseitigen Dampfeinlasscanal um das *lineare Voreilung*  $v$  geöffnet.

Fig. 225.



Ansicht des Schieberspiegels zu Fig. 224, Text ( $\frac{1}{10}$  Ng.)

In Fig. 11, Taf. XXXVIII, ist der Schieber in der Mittellage gezeichnet und man ersieht aus dieser Figur, dass der Schieber in dieser Stellung jeden Dampfeinlasskanal beiderseits überdeckt und zwar nach außen hin um die *äußere Ueberdeckung*  $e$  und nach innen um die *innere Ueberdeckung*  $i$ .

In der Stellung in Fig. 1, Taf. XXXVIII, hat sonach der Schieber aus der vorgenannten Stellung nach rechts den Weg

$$\xi_1 = e + v \dots \dots \dots (369)$$

zurückgelegt und es ist annähernd, weil die Excenterstange im Verhältnis zum Halbmesser der Excenterkurbel sehr lang ist, dieser *Schieberweg gleich der Projection der Excenterkurbel auf die Schieberbewegungsrichtung* also die Projection  $Op$  von  $OV$  das ist

$$\xi_1 = Op \dots \dots \dots (370)$$

Wird die Maschinenkurbel aus ihrer Stellung im Punkte  $OK_1$  Fig. 3, Taf. XXXVIII, um den Winkel  $\omega$  in jene  $OK_\omega$

nach aufwärts gedreht, so geht auch die Excenterkurbel um den gleichen Winkel  $\omega$  in derselben Richtung weiter. Ist also in Fig. 2, Taf. XXXVIII, die Lage der Excenterkurbel in  $O I$  wenn die Maschinenkurbel in  $O K_1$  im todten Punkte steht, so ist  $O M$  die Lage der Excenterkurbel für die Kurbelstellung  $O K_\omega$  unter dem Winkel  $\omega$ .

In diesem Falle ergibt sich der Schieberweg  $\xi$  gleich der Projection  $M P$  der Excenterkurbel  $O M$  und es ist somit

$$\xi = M P \dots \dots \dots (371)$$

Wird noch  $P N = e$  gemacht und durch  $N$  eine Parallele zu  $SS$  gezogen, so stellt für die jedem beliebigen Winkel  $\omega$  entsprechende Kurbelstellung das Stück  $M N$  der Projection von  $O M$  die Canaleröffnung vor und hierauf beruht das in Fig. 2 und 6, Taf. XXXVIII, gezeichnete *Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm*. Zieht man nämlich in den Entfernungen  $O B = e$  und  $B C = a$  zu  $SS$  die Parallelen, so stellen diese die beiden Kanten des Dampfeinlasskanales vor und darüber ist oben schematisch ein Stück des Schiebers angedeutet, und zwar gestrichelt in der Mittellage und vollgezogen in der Stellung, in welcher er sich befindet, wenn die Kurbel im todten Punkte steht, also der Canal um das lineare Voreilen  $v$  eröffnet ist. Für die Kurbelstellung unter dem Winkel  $\omega$  ist also die Canaleröffnung, wenn dieselbe mit  $E$  bezeichnet wird

$$E = M N \dots \dots \dots (372)$$

also mit obigen Bezeichnungen

$$E = M P - N P = \xi - e \dots \dots \dots (373)$$

Der dieser Kurbeldrehung um den Winkel  $\omega$  entsprechende Kolbenweg  $s_\omega$  vom linksseitigen Hubende gemessen, lässt sich entweder unter Voraussetzung unendlicher Länge der Leitstange, also im vorliegenden Falle, wo eine endliche Länge der Leitstange vorausgesetzt ist, *annähernd* bestimmen, wie in Fig. 3, Taf. XXXVIII, geschehen, indem die Kurbel  $O K_\omega$  auf die Richtung der Kolbenbewegung also auf die sogenannte *Kolbenweglinie* projicirt wird, wonach sich der Kolbenweg ergibt

$$s_\omega = K_1 Q$$

oder derselbe wird *genau* bestimmt, wie in Fig. 4, Taf. XXXVIII, durchgeführt ist, indem die Länge der Leitstange  $L$  gewöhnlich

$$L = 5 \cdot R \dots \dots \dots (374)$$

oder

$$\frac{R}{L} = \frac{1}{5} \dots \dots \dots (375)$$

in Betracht gezogen wird, und es ist dann genau

$$s_\omega = K_1 Q = S_1 S_\omega \dots \dots \dots (376)$$

wobei  $S_1 S_\omega$  den gleichzeitigen Weg des Kreuzkopfes bezeichnet und der Kreisbogen  $K_\omega Q$  aus dem Mittelpunkt  $S_\omega$  mit dem Halbmesser  $L$  gleich der Länge der Leitstange gezeichnet ist.

Zieht man aber in gleicher Weise auch den Kreisbogen  $K_1 Q_\omega$  aus dem Mittelpunkte  $S_1$  des Kreuzkopfbolzens am linksseitigen Hubende, und macht

$$K_\omega Q_\omega \parallel K_1 Q$$

so erkennt man sofort, dass auch die Strecke  $O_\omega K_\omega$  den Kolbenweg vorstellt, also

$$s_\omega = Q_\omega K_\omega \dots \dots \dots (377)$$

ist und hierauf beruht das in Fig. 5 und 7, Taf. XXXVIII, gezeichnete *Müller'sche Kolbenweg-Diagramm*. In dem Diagramm in Fig. 5 sind für eine Anzahl Kurbelstellungen die zugehörigen Kolbenwege gezeichnet, und zwar für die Winkel  $\omega$  und  $\omega_2$  die Kolbenwege  $Q_\omega K_\omega$  und  $Q_2 K_2$  und für den Rückgang des Kolbens, wobei wieder der Kreisbogen  $K_4 Q_5$  mit der Länge  $L$  der Leitstange aus dem zweiten Hubende des Kreuzkopfmittels gezogen ist, die Kolbenwege  $Q'_\omega K'_\omega$  und  $Q_5 K_5$  für die Kurbelwinkel  $\omega$  und  $\omega_5$ .

In dem Schiebersteuerungs-Diagramm Fig. 6, Taf. XXXVIII, sind die Kurbelstellungen und die zugehörigen Kolbenstellungen, letztere für unendliche Länge der Leitstange dargestellt, indem die Gerade  $I IV$ , deren Strecken  $O I$  und  $O IV$  die Excenterkurbel in ihren beiden Stellungen vorstellt, welche sie einnimmt, wenn die Kurbel in den toten Punkten steht, zugleich als Kolbenweglinie benützt ist und somit der Halbmesser der Maschinenkurbel in verjüngtem Maßstab gleich jenem der Excenterkurbel angenommen ist. Es ist nämlich in diesem Falle gleichgültig, ob man für den Kurbelwinkel  $\omega$  die Zeichnung nach Fig. 3, Taf. XXXVIII, ausführt, indem man die Kurbelstellung auf die Kolbenweglinie projicirt, oder ob man diese Projection für die Kurbelstellung  $\omega$  in Fig. 6 auf die Kolbenweglinie  $I IV$  ausführt, wonach, wenn  $O M = R$  den Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab für die Kurbelstel-

lung unter dem Winkel  $w$  bezeichnet, die Strecke  $I Q$  schon den Kolbenweg vom Hubende in  $I$  bezeichnet, wenn

$$M Q \perp I IV$$

gezogen wird, indem diese Figur dann nichts anderes ist als jene Fig. 3 und nur um  $90^\circ + \delta$  vorwärts gedreht erscheint.

Es ist demnach die Gerade  $I IV$ , Fig. 6, die Kolbenweglinie, wobei der Kolben von  $I$  nach  $IV$  schreitend gedacht ist, wenn er in Wirklichkeit in Fig. 3 von links nach rechts schreitet und umgekehrt.  $O IV$  ist sonach der ganze Kolbenhub in verjüngtem Maßstab.

Die Punkte  $I$  bis  $VI$  dieses Diagrammes bezeichnen *die sechs Perioden der Dampfvertheilung*.

Befindet sich die Maschinenkurbel im todten Punkte links, also die Excenterkurbel in der Stellung  $O I$ , so ist die Canaleröffnung  $v = I 1$  und es beginnt die Kolbenbewegung nach rechts beziehungsweise auf der Kolbenweglinie  $I IV$  von  $I$  nach  $IV$ .

Bei weiterer Drehung der Maschinenkurbel um den Winkel  $\omega$  geht auch die Excenterkurbel um den Winkel  $\omega$  weiter und kommt nach  $M$ , wonach die Strecke  $M m$  die Canaleröffnung und die Strecke  $I Q$  den Kolbenweg bezeichnet. Kommt die Excenterkurbel bei weiterer Drehung nach  $VII$ , so ist eben der Einlasscanal vollständig geöffnet, denn wir machen, wie hier gezeichnet

$$r = e + a \dots \dots \dots (378)$$

weil es zwecklos ist den Canal weiter zu machen als er eröffnet wird und nur die Reibungsverluste durch die Schieberbewegung vermehren würde, wenn  $r$  größer genommen und somit die Canalkante von der Schieberkante überschoben würde.

Es stellen sonach die Schraffirungslinien von  $I$  bis  $VII$  u. s. f. beim Hingang der Kurbel die Canaleröffnungen vor, welche von der Excenterkurbelstellung in  $VII$  bis zu jener  $II$  immer wieder kleiner werden, bis endlich bei der Stellung der Excenterkurbel in  $II$  der Canalschluss erfolgt und damit die Dampfströmung zu Ende ist. Die Maschinenkurbel wurde hierbei um den Winkel  $\omega_2$  weiter gedreht und es ist  $I Q_2$  der zugehörige Kolbenweg, wobei wieder  $II Q_2 \perp I IV$  ist. Der Punkt  $II$  bezeichnet somit das *Ende der Dampfströmung* und den *Beginn der Expansion* im Dampfzylinder.

Es entspricht also der Kurbelweg von  $I$  bis  $II$  beziehungsweise der Kolbenweg von  $I$  bis  $Q_2$  der Dauer der *Einströmungsperiode* (Füllungsperiode, Admissionsperiode) und der zugehörige Kurbelwinkel  $\omega_2$  lässt sich aus dem Diagramm entnehmen.

Bei der Weiterdrehung der Excenterkurbel kommt selbe in die Lage  $OS$  und es steht der Schieber wieder in der Mittellage. Von nun ab interessiert uns die äußere Schieberkante vorläufig nicht weiter und wir wenden unsere Aufmerksamkeit der inneren Schieberkante und inneren Canalkante zu. Wird nämlich der Schieber um  $i$  weiter aus der Mittellage nach links bewegt, so beginnt die Voreröffnung des Canales für die Ausströmung und weil in dieser Stellung die Maschinenkurbel noch nicht im toten Punkte angelangt ist, so entsteht die Vorausströmung und die *Vorausströmungsperiode* erstreckt sich von dieser Kurbelstellung bis zu jener im darauffolgenden toten Punkte. Zieht man also von der Mittellinie  $SS$  links in der Entfernung  $i$  hierzu eine Parallele und eine zweite weiter im Abstände  $a$ , wie in Fig. 6 ausgeführt, so stellen diese beiden Parallelen die Canalkanten für die Dampfausströmung aus dem Dampfzylinder vor und die Maschinenkurbel steht noch vor dem toten Punkte, wenn die Excenterkurbel in  $III$  steht, wo eben die Canaleröffnung für die Ausströmung beginnt, während die Excenterkurbel in  $OIV$  in der Verlängerung von  $OI$  angelangt ist, wenn die Maschinenkurbel im toten Punkte steht. Die Größe  $v_1$  von der inneren Canalkante bis zu der inneren Kante des unten angedeuteten Schiebers, stellt *das innere lineare Voreilen* vor. Von der Kurbelstellung in  $II$  bis zu jener  $III$  fand weder Einströmung noch Ausströmung statt. Der im Cylinder eingeschlossene Dampf expandierte während dieser Periode und es entspricht somit der Kurbelweg von  $II$  bis  $III$  beziehungsweise der Kolbenweg von  $Q_2$  bis  $Q_3$  der Dauer der *Expansionsperiode*, der Kurbelweg von  $III$  bis  $IV$  beziehungsweise der Kolbenweg von  $Q_3$  bis  $IV$  aber entspricht der Dauer der *Vorausströmungsperiode*. Es folgt nun die Ausströmung während der weiteren Kurbeldrehung von  $IV$  bis  $V$  und die Schraffirungslinien zwischen diesen beiden Kurbelstellungen zeigen die Canaleröffnungen für die Dampfausströmung während des Kolbenrückganges.

Von der Kurbelstellung  $VIII$  bis zu jener  $VIII'$  ist der Canal

vollständig<sup>1</sup> geöffnet und die innere Schieberkante überschiebt die äußere Canalkante. Bei der Kurbelstellung in  $V$  ist die Canaleröffnung wieder Null und es ist die Dampfausströmung beendet und beginnt die Compression, auf welche in der Kurbelstellung  $VI$  die Voreinströmung folgt. Der Kurbelweg von  $IV$  bis  $V$  beziehungsweise der Kolbenweg  $IV$  bis  $Q_5$  entspricht demnach der Dauer der *Ausströmungsperiode*, der Kurbelweg von  $V$  bis  $VI$  beziehungsweise der Kolbenweg von  $Q_5$  bis  $Q_6$  entspricht der Dauer der *Compressionsperiode* und endlich der Kurbelweg von  $VI$  bis  $I$  beziehungsweise der Kolbenweg von  $Q_6$  bis  $I$  entspricht der Dauer der *Voreinströmungsperiode*.

In dem Kolbenwegdiagramm Fig. 7, Taf. XXXVIII sind die den vorgenannten sechs Perioden der Dampfvertheilung — nämlich:

1. die Einströmungsperiode (Füllungsperiode, Admissionsperiode),
2. die Expansionsperiode,
3. die Vorausströmungsperiode,
4. die Ausströmungsperiode,
5. die Compressionsperiode,
6. die Voreinströmungsperiode

entsprechenden Kolbenwege unter Berücksichtigung der endlichen Länge  $L$  der Leitstange graphisch dargestellt, wozu die entsprechenden Kurbelstellungen aus dem Diagramm in Fig. 6 übertragen sind, indem  $R$  im verjüngten Maßstab gleich  $r$  gesetzt wurde.

Trägt man nun die so erhaltenen Kolbenwege als Abszissen und die zugehörigen Canaleröffnungen als Ordinaten auf, und bestimmt die zusammengehörigen Werte noch für einige Zwischenpunkte, so erhält man das in Fig. 8, Taf. XXXVIII, gezeichnete Diagramm der Schiebereröffnungscurven, und dieses gibt Aufschluss über den Verlauf der Canaleröffnungen während eines Kolben-Hin- und Rückganges.

Fig. 9, Taf. XXXVIII, zeigt hiernach die schematische Darstellung der Dampfvertheilung im Dampfcylinder oben für den Hingang und unten für den Rückgang des Kolbens und Fig. 10 das sich hiernach ergebende ideelle Indicatoriagramm, in welchem ebenfalls der Einfluss der sechs Perioden der Dampfvertheilung deutlich zu ersehen ist. Es kennzeichnet hierin der Linienzug  $I II$  die Einströmungsperiode,  $II III$  die Expansions-

periode, *III IV* die Vorausströmungsperiode, *IV V* die Ausströmungsperiode, *V VI* die Compressionsperiode und *VI I* die Voreinströmungsperiode.

Das Verhältnis des Weges  $s_1$  während der Füllungsperiode zum ganzen Kolbenhub  $s$ , also  $\left(\frac{s_1}{s}\right)$  bezeichnet den Füllungsgrad.\*)

Bezeichnet nun, wie in Fig. 1 und 11, Taf. XXXVIII, cotirt, in Millimeter

$a$  die Canalweite des Einströmungscanals,

$a_0$  die Weite des Ausströmungscanals (Auspuffcanals),

$a_1$  die Stegbreite,

$a_2$  die Breite der Passleiste des Schieberspiegels,

$r$  die Excentricität des Steuerungsexcenters (Länge der Excenterkurbel),

$\delta$  den Voreilungswinkel desselben,

$d_3$  den Durchmesser der Schieberstange,

$v$  das lineare Voreilen,

$e$  die äußere Ueberdeckung,

$i$  die innere Ueberdeckung,

$\frac{s_1}{s}$  den Füllungsgrad,

so kann man für *neu zu erbauende Maschinen mit einfacher Schiebersteuerung* setzen

---

\*) Erfolgt die Schieberbewegung durch das *Woolf'sche Dreieck*, Fig. 11, Taf. XXXVI, d. i. durch das gleichseitige Bogendreieck  $OAB$ , welches sich um den Punkt  $O$  dreht und hierbei den mit der vertical gerade geführten Schieberstange  $s$  verbundenen Rahmen  $r$  geradlinig in der Richtung der Schieberbewegung auf und ab bewegt, so steht das Bogendreieck schon um den Voreilungswinkel  $\delta$  nach aufwärts gedreht, wenn die Kurbel im unteren toden Punkte bei  $K$  steht. Die Aufwärtsbewegung des Schiebers von der Mittelstellung  $SS$  dauert nur so lange, bis die Dreieckseite  $OA$  vertical steht, also während einer Kurbeldrehung um  $60^\circ$ , d. i. während des Kurbelwinkels  $\omega = 60^\circ - \delta$  von der Kurbelstellung im toden Punkte gezählt. Sodann bleibt der Schieber in der höchsten Stellung still stehen bis die Dreieckseite  $OB$  in die verticale Lage kommt, d. i. während einer weiteren Drehung der Kurbel um  $60^\circ$ . Hierauf bewegt sich der Schieber abwärts bis er in die Mittelstellung kommt, von wo aus sich das gleiche Spiel nach unten unterhalb  $SS$  hin wiederholt.

a) für kleine Maschinen, sogenannte Volldruckmaschinen:

$$\left. \begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0,91 \\ v &= \frac{1}{7} a \\ e &= \frac{1}{3} a \\ r &= e + a \\ i &= \frac{1}{10} a \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (379)$$

$\delta = 20^\circ 55'$  aus dem Diagramm zu entnehmen,

b) für größere Maschinen, mit etwas größerer Expansion

$$\left. \begin{aligned} \frac{s_1}{s} &= 0,7 \\ v &= \frac{1}{9} a \\ e &= a \\ r &= e + a \\ i &= \frac{1}{20} a \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (380)$$

$\delta = 33^\circ 45'$  aus dem Diagramm zu entnehmen,

und ferner in beiden Fällen

$$a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a \dots \dots \dots (381)$$

$$a_2 = 10 \text{ mm} + r - a - i \dots \dots \dots (382)$$

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 \dots \dots \dots (383)$$

$$d_3 = \frac{1}{12,5} \cdot D \text{ bis } \frac{1}{13} \cdot D \dots \dots \dots (384)$$

Die Montirung auf gleiches lineares Voreilen zu beiden Seiten des Kolbens ergibt bei endlicher Länge der Leitstange ( $L = 5R$ ) einen ungleichen Füllungsgrad zu beiden Seiten des Kolbens.

*Beispiel.* Auf Taf. XXXVIII ist die einfache Schiebersteuerung für eine horizontale Dampfmaschine nach Fig. 200, Text (S. 352), dargestellt, welche 120 mm Kolbendurchmesser, 240 mm Kolbenhub und 120 minutliche Kurbelumdrehungen erhalten soll.

Hiefür ist

$$D = 120 \text{ mm}$$

$$s = 240 \text{ mm}$$

$$n = 120$$

$$R = \frac{1}{2} s = 120 \text{ mm}$$

$$L = 5 R = 600 \text{ mm}$$

Hiermit ergibt sich nach Gl. (319) die Wandstärke des Dampfzylinders

$$\delta = 20 \text{ mm} + 0,01 \cdot D = 21,2 \sim 21 \text{ mm}$$

und nach Gl. (320) der Durchmesser der einseitigen Kolbenstange

$$d = \frac{1}{5} D = 24 \sim 25 \text{ mm}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2 n \cdot s}{60} = \frac{n s}{30} = \frac{120 \cdot 0,24}{30} = 0,96 \text{ m}$$

und weil  $c < 1,5 \text{ m}$  nach Gl. (355) der Querschnitt des Einströmungscanales

$$f = \frac{1}{20} \cdot O$$

Nun ist nach Gl. (361) die nutzbare Kolbenfläche

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 11310 - 245 = 11065 \text{ qmm}$$

und somit

$$f = \frac{1}{20} \cdot O = \frac{1}{20} \cdot 11065 = 553,2 \text{ qmm}$$

also nach Gl. (359) der lichte Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres

$$f_1 = \frac{10}{9} f = \frac{10}{9} \cdot 553,2 = 615 \text{ qmm}$$

und hierfür der Durchmesser desselben

$$D_1 = 28 \sim 30 \text{ mm}$$

Ferner nach Gl. (360) der lichte Querschnitt des Dampfausströmungsrohres

$$f_2 = 2 f = 2 \cdot 553,2 = 1106,4 \text{ qmm}$$

und hierfür der Durchmesser desselben

$$D_2 = 37,5 \sim 40 \text{ mm}$$

Ferner nach Gl. (364) das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$$

und hiermit, wegen

$$a \cdot b = f$$

oder

$$a^2 = f \cdot \left( \frac{a}{b} \right)$$

$$a = \sqrt{f \cdot \left( \frac{a}{b} \right)} = \sqrt{553,2 \cdot \frac{1}{4}} = \sqrt{138,3} = 11,8 \sim 12 \text{ mm}$$

was nach Gl. (367) eben noch zulässig ist.

Es wird nun

$$b = a \cdot \left(\frac{b}{a}\right) = 12 \cdot 4 = 48 \text{ mm}$$

und für nahezu Vollfüllung nach Gl. (379

$$\frac{s_1}{s} = 0,91$$

$$r = \frac{1}{7} a = \frac{1}{7} \cdot 12 = 1,7 \sim 1,75 \text{ mm}$$

$$e = \frac{1}{3} a = \frac{1}{3} \cdot 12 = 4 \text{ mm}$$

$$r = e + a = 4 + 12 = 16 \text{ mm}$$

$$i = \frac{1}{10} a = \frac{1}{10} \cdot 12 = 1,2 \sim 1,25 \text{ mm}$$

endlich nach Gl. (381 bis (384

$$a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a = 10 + \frac{1}{2} \cdot 12 = 16 \text{ mm}$$

$$a_2 = 10 \text{ mm} + r - a - i = 10 + 16 - 12 - 1,25 = 12,75 \sim 13 \text{ mm}$$

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 = 1,5 \cdot 12 + 16 + 1,25 - 16 = 19,25 \sim 20 \text{ mm}$$

$$d_3 = \frac{1}{12,5} \cdot D = \frac{1}{12,5} \cdot 120 = 8,16 \sim 10 \text{ mm}$$

Die Schieberrahmendimensionen ergeben sich nach den in Fig. 12, Taf. XXXVIII, eingetragenen Coten.

Für die Excenterstange kann man nehmen, wenn bezeichnet

$d_3$  den Durchmesser der Schieberstange,

$d_4$  den Durchmesser der Excenterstange an den Enden

$d_5$  den Durchmesser der Excenterstange in der Mitte,

$b_1$  die Breite des Excenterringes

$$d_4 = 1,25 d_3 \dots \dots \dots (385)$$

$$d_5 = 1,4 d_3 \dots \dots \dots (386)$$

$$b_1 = 2 d_3 \text{ bis } 3 d_3 \dots \dots \dots (387)$$

## 2. Die Doppelschiebersteuerung mit einfachem plattenförmigem Expansionsschieber.

Diese Steuerung, welche wir, um sie kürzer zu bezeichnen, die *einfachere Doppelschiebersteuerung* nennen, ist in ihrer wesentlichen Einrichtung in Fig 1 bis 3, Taf. XXXIX, gezeichnet und besteht aus dem Vertheilungsschieber, welcher nach Gl. (379 für nahezu Vollfüllung dimensionirt und mit *Endcanülen* von der Weite gleich  $a$  versehen ist, und dem plattenförmigen Expansions-schieber, welcher auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers gleitet

und durch den Abschluss der Endcanäle den Beginn der Expansion bestimmt. Jeder dieser beiden Schieber wird durch ein besonderes Excenter und zugehörige Excenterstange bewegt, der Vertheilungsschieber durch das Vertheilungsexcenter und der Expansionsschieber durch das Expansionsexcenter.

In Fig. 1 sind die beiden Schieber mit dem Schieberspiegel in der ideellen Mittellage gezeichnet, in Fig. 2 in der relativen Mittellage und in Fig. 3 in einer einem bestimmten Kurbelwinkel  $\omega$  entsprechenden relativen Stellung, wobei der Expansionsschieber aus der relativen Mittellage um den Schieberweg  $\xi_0$  nach links geschoben ist.

Die maximale Canaleröffnung im Schieberrücken ist

$$E_{\max} = a \dots \dots \dots (388)$$

und für den Schieberweg  $\xi_0$  wie in Fig. 3 zu ersehen

$$E = y - \xi_0 \dots \dots \dots (389)$$

wenn, wie auch in Fig. 2 cotirt,  $y$  die Kantenentfernung der äußeren Canalkante von der Schieberkante in der relativen Mittellage bezeichnet.

Während nun die Schieberbewegung des Vertheilungsschiebers wieder durch das in Fig. 4 gezeichnete Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm wie bei der einfachen Schiebersteuerung für nahezu Vollfüllung  $\left(\frac{s_1}{s} = 0,91\right)$  dargestellt wird, kommt für die Bewegung des Expansionsschiebers die *relative Bewegung* desselben gegen die Endcanäle des stillstehend gedachten Vertheilungsschiebers in Betracht und diese stellt das Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm in Fig. 5, Taf. XXXIX, dar.

Es bezeichnet hierin

$OV = r$  die Excentricität oder den Halbmesser der Excenterkurbel des Vertheilungsexcenters,

$\sphericalangle SOV = \delta$  den Voreilungswinkel desselben,

$OE = r_1$  die Excentricität oder den Halbmesser der Excenterkurbel des Expansionsexcenters,

$\sphericalangle SOE = \delta_1 = 60$  bis  $90^\circ$  den Voreilungswinkel desselben,

und es ist mithin die Projection  $Op$  von  $OV$  auf die Richtung der Schieberbewegung annähernd der absolute Schieberweg des Vertheilungsschiebers, die Projection  $Oq$  von  $OE$  auf die Rich-

tung der Schieberbewegung annähernd der absolute Schieberweg des Expansionsschiebers und somit die Differenz dieser beiden absoluten Schieberwege  $p q$  also die Projection der Verbindungslinie  $VE$  der relative Schieberweg und dasselbe gilt für jede weitere Kurbelstellung. Das Dreieck  $O V E$  heißt das *Excenterdreieck*. Es ist aber für die Untersuchung der relativen Schieberbewegung nicht nothwendig für jede Kurbelstellung das Excenterdreieck zu zeichnen, denn der relative Schieberweg wird in gleicher Weise wie durch die Projection von  $VE$  auch durch die Projection  $O t$  der Geraden  $OR$  erhalten, welche gleich und parallel mit  $OE$  ist und die  $OR$  wird erhalten, wenn man  $OR \parallel VE$  und  $ER \parallel VO$  zieht, wonach sich  $R$  als Durchschnittspunkt ergibt. Weil nun die Projection von  $OR$  genau in gleicher Weise von  $O$  aus den relativen Schieberweg darstellt, wie  $Op$  den Weg des Vertheilungsschiebers, so nennt man  $OR = r_0$  die relative Excentricität oder den Halbmesser der Excenterkurbel des relativen Excenters, d. i. eines ideellen Excenters, welches bei feststehendem Expansionsschieber genau dieselbe relative Bewegung des Expansionsschiebers hervorbringen würde, wie sie die gegenseitige Bewegung von  $OV$  und  $OE$  ergibt. Es ist daher auch der Winkel  $SOR = \delta_0$  der Voreilungswinkel des relativen Excenters.

Steht die Maschinenkurbel im linksseitigen todtten Punkte, so steht die Excenterkurbel des relativen Excenters in  $OR$ . Bei der Weiterdrehung der Maschinenkurbel um den Winkel  $\omega$  dreht sich auch diese Excenterkurbel um den Winkel  $\omega$  weiter und kommt aus der Stellung  $OR$  in jene  $OR\omega$ . Steht die Excenterkurbel des relativen Excenters oder kurz gesagt steht das relative Excenter in der Verticalen  $OR_m$ , so ist ihre Projection gleich Null, also auch der relative Schieberweg gleich Null und es stehen die beiden Schieber in der relativen Mittellage, welche in Fig. 2 gezeichnet ist. Sehen wir von dem Vorhandensein der Excenterstange und Schieberstange ab, so können wir die Projection des Punktes  $R$  auf die Schieberbewegungsrichtung mit der Stellung der arbeitenden Kante des Expansionsschiebers zusammenfallend denken und es steht demnach diese in der Verticalen  $OR_m$ , wenn die Schieber in der relativen Mittellage sich befinden, und wir können mithin die Expansionsplatte und den darunter befindlichen Vertheilungsschieber mit seinem Endcanal gleich darunterzeichnen, wie in

Fig. 5 ausgeführt, wobei, wie in Fig. 3 die zusammen arbeitenden Kanten in der Entfernung  $y$  stehen.

Für die Kurbelstellung unter dem Winkel  $\omega$  steht nun das relative Excenter in  $R_\omega$  links von der relativen Mittellage und es ist die Projection von  $O R_\omega$  der zugehörig relative Schieberweg  $\xi_0$  und somit die augenblickliche Canaleröffnung im Schieberrücken, wie in Fig. 5 cotirt

$$E = y - \xi_0 \dots \dots \dots (389)$$

Bei der Weiterdrehung der Maschinenkurbel also auch der relativen Excenterkurbel wird die Canaleröffnung immer kleiner und endlich Null, wenn  $O R$  nach  $O R_2$  gekommen ist, wobei die Projection von  $O R_2$  mit der äußeren Canalkante im Schieberrücken zusammenfällt. Trägt man den entsprechenden Kurbelwinkel  $\omega'_n$  von  $I$  bis  $II'$  in das Diagramm für den Vertheilungsschieber, wie in Fig. 4, Taf. XXXIX, ausgeführt ist, so erkennt man, dass bereits die Dampfströmung durch den Endcanal im Rücken des Vertheilungsschiebers abgeschlossen ist, ehe noch der Canalabschluss durch den Vertheilungsschieber im Schieberspiegel des Dampfzylinders erfolgt ist, dass sich somit ein kleinerer Füllungsgrad ergibt.

Man erkennt demnach, dass man bei entsprechender Wahl der Kantenentfernung  $y$  in der relativen Mittellage beliebige Füllungsgrade erzielen kann. Bei bestimmter Plattenlänge  $2l$  und bestimmter Stellung des Expansionsexcenters  $O E$  resultirt somit ein bestimmter Füllungsgrad.

Betrachtet man wieder die Grade  $I IV$  im Diagramm Fig. 4, Taf. XXXIX, als Kolbenweglinie, so ist annähernd  $I Q'_2$  der zu der Kurbelstellung  $O II'$  gehörige Kolbenweg und es ist der Füllungsgrad annähernd

$$\frac{s_1}{s} = \frac{I Q'_2}{I IV} \dots \dots \dots (390)$$

welcher übrigens auch mittels des Müller'schen Kolbenwegdiagrammes Fig. 7, Taf. XXXVIII, genau bestimmt werden kann. Im vorliegenden Falle ergibt sich annähernd

$$\frac{s_1}{s} = 0,7$$

Bei der Weiterdrehung der Maschinenkurbel kommt die relative Excenterkurbel in Fig. 5, Taf. XXXIX, in die horizontale Lage  $O R_3$

und es befindet sich der Expansionschieber am Rücken des Vertheilungsschiebers in der äußersten Linksstellung, wobei die äußere Canalkante im Endcanal des Vertheilungsschiebers durch die Expansionsplatte überschoben ist, wie in Fig. 5 zu ersehen, in welcher die zugehörige Stellung der Expansionsplatte gestrichelt gezeichnet ist. Damit nun in dieser Stellung nicht der Dampf über die Innenkante des Canals im Schieberrücken einströmt, muss diese noch um ein bestimmtes Maß  $\lambda$  überdeckt sein, und wir setzen

$$\lambda \stackrel{>}{=} 10 \text{ mm} \dots \dots \dots (391)$$

und erhalten hiermit die Beziehung für die Länge  $2l$  der Expansionsplatte

$$2l = r_0 - y + a + \lambda \dots \dots \dots (392)$$

Ueberträgt man den Winkel  $\omega_n$  aus Fig. 5 in Fig. 4, so erhält man die Kurbelstellung  $O IX$ , und überträgt man den Winkel  $\omega_2$  aus Fig. 4 in Fig. 5, so erhält man die relative Excenterstellung  $O R_{II}'$  bei welcher der Canal im Schieberspiegel des Dampfcyinders durch den Vertheilungsschieber soeben geschlossen wurde. Bei der Weiterdrehung des relativen Excenters bis zur Stellung  $O R_4$  ist der Canal im Schieberrücken noch geschlossen und es beginnt soeben die Wiedereröffnung dieses Canals durch den sich nach rechts bewegenden Expansionschieber. Es ist nun von Wichtigkeit, dass die Kurbelstellung  $O II$  also die Excenterstellung  $O R_{II}$  jener  $O R_4$  vorausgeht, oder doch mindestens mit ihr zusammenfällt, weil sonst der Canal im Schieberrücken schon wieder für die Dampfeinströmung eröffnet wird, ehe noch der Einströmungscanal im Schieberspiegel des Dampfcyinders durch den Vertheilungsschieber geschlossen wurde und somit eine *Nach-einströmung* des Dampfes in den Cylinder während der bereits begonnenen Expansionsperiode stattfinden würde, was natürlich nicht vorkommen soll.

Will man mit Rücksicht hierauf einen bestimmten Füllungsgrad bei geringster Ueberschiebung des Endkanales durch den Expansionschieber erreichen, so wählt man sich im Diagramm Fig. 4 den Punkt X, beziehungsweise die Kurbelstellung  $O X$ , bei welcher erst die Wiedereröffnung des Canals im Schieberrücken erfolgen soll, bestimmt sodann die Kurbelstellung  $O II'$  bei welcher die Expansion beginnen soll, entsprechend dem gewünschten Fül-

lungsgrad  $\frac{s_1}{s} = \frac{I Q'_2}{I IV}$ , halbirt den Bogen  $II' X$  in  $IX$  und überträgt den sich hiermit in Fig. 4 ergebenden Winkel  $\omega_n$  von  $OR_3$  in Fig. 5, wie dort cotirt, so erhält man die zugehörige Lage  $OR$  des relativen Excenters und zieht man nun  $VE \parallel OR$  und wählt  $\delta_1 = 60$  bis  $90^\circ$ , so ergibt sich der Schnittpunkt  $E$  mit der  $VE$  und wenn man hierauf  $ER \parallel VR$  zieht, so ergibt sich der Schnittpunkt  $R$  und hiermit  $OR = r_0$  und  $\sphericalangle SOR = \delta_0$  für die relative Excentricität.

Es ist sodann, wie in Fig. 5, gezeichnet,  $OR_3$ , Fig. 5, übereinstimmend mit der Kurbellage  $O IX$ , Fig. 4,  $OR_2$  übereinstimmend mit  $O II'$  in Fig. 4 und  $OR_4$  übereinstimmend mit  $O IX$  in Fig. 4.

Ein vollständiges Bild der durch diese Steuerung bewirkten Dampfvertheilung ergibt wieder das Diagramm der Schiebereröffnungscurven Fig. 6, Taf. XXXIX, in welchem wieder die Kolbenwege als Abszissen und die Canaleröffnungen als Ordinaten eingetragen sind. Die Curve  $I' II'$  zeigt den Canalschluss im Schieberrücken an und bei  $II'$  beginnt die Expansion, somit ist der Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = \frac{I II'}{I IV}$$

In Fig. 7, Taf. XXXIX, ist wieder das ideelle Indicator-Diagramm für diese Steuerung gezeichnet, welches in  $I$  bis  $VI$  die sechs Perioden der Dampfvertheilung im Dampfzylinder erkennen lässt, und Fig. 8, Taf. XXXIX, zeigt wieder die schematische Dampfvertheilung im Dampfzylinder oben für den Kolbenhang, unten für den Kolbenrückgang.

Die Steuerung ergibt umso geringere Drosselung des Dampfes zu Ende der Füllungsperiode, je rascher der Canalschluss im Schieberrücken erfolgt, je steiler also die Curve  $I' II'$  im Diagramm, Fig. 6, abfällt.

Am raschesten erfolgt für  $r_0 > y$  der Canalschluss für  $y = \frac{a}{2}$  wie in Fig. 10, Taf. XXXIX, gezeichnet, weil in diesem Falle die Dauer der Abschlussperiode ein Minimum wird, und er erfolgt im Allgemeinen um so rascher, je größer das Verhältnis  $\frac{r_0}{y}$  ist und je mehr sich  $y$  dem Werte  $\frac{a}{2}$  nähert.

Bei constanter Plattenlänge  $2l$  kann man mit dieser Steuerung durch Verstellung des Expansionsexcenters *variable Expansion* erzielen. Die Verstellung des Expansionsexcenters kann hierbei entweder durch geradlinige Verschiebung des Excentermittelpunktes oder durch Drehung desselben um den Mittelpunkt der Excenterwelle (Kurbelwelle der Dampfmaschine) erfolgen.

Das Müller'sche Steuerungsdiagramm Fig. 9, Taf. XXXIX, lässt den Einfluss der Drehung des Expansionsexcenters um den Mittelpunkt der Excenterwelle auf die Veränderung der Expansion erkennen.  $\delta_1$  ist hierin die ursprüngliche Lage des Expansionsexcenters für die maximale Füllung,  $\delta_1'$  eine zweite Lage desselben, welche den kleineren Kurbelwinkel  $\omega'_n$  für die Füllungsperiode ergibt.

Damit bei der Schieberbewegung nicht Dampf in den Endcanal von unten einströmt, muss  $a_2$  größer sein als  $a$  und nehmen wir an Stelle der Gl. (382

$$a_2 = 10 \text{ mm} + a \dots \dots \dots (393)$$

übrigens aber kommen auch hier die Gl. (379, (381, (383 bis (387 unverändert zur Anwendung. Die Länge  $L$ , d. i. die Entfernung der äußeren Kante des Endcanals im Schieberrücken vom Mittel ist nach Fig. 2, Taf. XXXIX

$$L = y + l \dots \dots \dots (394)$$

Um eine theilweise Entlastung der Expansionsplatte vom Dampfdruck zu erzielen, wird der Schieberrücken des Vertheilungsschiebers mit Aussparungen versehen, wie in Fig. 1, Taf. XXXIX. angedeutet.

*Beispiel.* Auf Taf. XXXIX ist die einfachere Doppelschiebersteuerung für eine Dampfmaschine dargestellt, welche 300 mm Kolbendurchmesser, 600 mm Kolbenhub und 70 Umdrehungen der Kurbel pro Minute erhalten soll.

Hiefür ist

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$s = 600 \text{ mm}$$

$$n = 70$$

$$R = \frac{1}{2} s = 300 \text{ mm}$$

$$L = 5 R = 1500 \text{ mm}$$

hiermit ergibt sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2 n s}{60} = \frac{n s}{30} = \frac{70 \cdot 0,6}{30} = 1,4 \text{ m}$$

ferner wird nach Gl. (319 die Wandstärke des Dampfzylinders

$$\delta = 20 \text{ mm} + 0,01 \cdot D = 23 \text{ mm}$$

und nach Gl. (320 der Durchmesser der einseitigen Kolbenstange

$$d = \frac{1}{6} D = \frac{1}{6} \cdot 300 = 50 \text{ mm}$$

und hiermit nach Gl. (361 die nutzbare Kolbenfläche

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 70686 - 982 = 69704 \text{ qmm}$$

sonach wird nach Gl. (355 wegen  $c < 1,5 \text{ m}$  der Querschnitt des Einströmungschanals

$$f = \frac{1}{20} \cdot O = \frac{1}{20} \cdot 69704 = 3485,2 \text{ qmm}$$

Hiermit wird der lichte Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres nach Gl. (359

$$f_1 = \frac{10}{9} \cdot f = \frac{10}{9} \cdot 3485,2 = 3872 \text{ qmm}$$

also der Durchmesser desselben

$$D_1 = 70,2 \sim 70 \text{ mm}$$

ferner wird der lichte Querschnitt des Dampfausströmungsrohres nach Gl. (360

$$f_2 = 2 f = 2 \cdot 3485,2 = 6970,4 \text{ qmm}$$

also der Durchmesser desselben

$$D_2 = 93 \sim 95 \text{ mm}$$

Nimmt man nach Gl. (364 das Verhältnis

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{6}$$

so erhält man die Canalweite

$$a = \sqrt{f \cdot \left(\frac{a}{b}\right)} = \sqrt{3485,2 \cdot \frac{1}{6}} = \sqrt{581} = 24,1 \sim 24 \text{ mm}$$

und hiermit

$$b = a \cdot \left(\frac{b}{a}\right) = 24 \cdot 6 = 144 \sim 150 \text{ mm}$$

und es ist sowohl  $a$  nach Gl. (367, als auch  $b$  nach Gl. (366 ganz entsprechend.

Man erhält hiermit nach Gl. (379 für den Vertheilungsschieber, welcher für nahezu Vollfüllung zu dimensioniren ist

$$\frac{s_1}{s} = 0,91$$

$$v = \frac{1}{7} a = \frac{1}{7} \cdot 24 = 3,43 \sim 3,5 \text{ mm}$$

$$e = \frac{1}{3} a = \frac{1}{3} \cdot 24 = 8 \text{ mm}$$

$$r = e + a = 8 + 24 = 32 \text{ mm}$$

$$i = \frac{1}{10} a = \frac{1}{10} \cdot 24 = 2,4 \sim 2,5 \text{ mm}$$

und hiermit ergibt sich der Voreilungswinkel  $\delta$  aus dem Diagramm Fig. 4, Taf. XXXIX.

Ferner wird nach Gl. (381) die Stegbreite

$$a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a = 10 + \frac{1}{2} \cdot 24 = 22 \text{ mm}$$

und nach Gl. (383) die Weite des Ausströmungscanales

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 = 1,5 \cdot 24 + 32 + 2,5 - 22 = 48,5 \sim 48 \text{ mm}$$

endlich ist die Breite der Passleiste  $a_2$  nach Gl. (393)

$$a_2 = 10 \text{ mm} + a = 10 + 24 = 34 \text{ mm}$$

und der Durchmesser der Schieberstange nach Gl. (384)

$$d_3 = \frac{1}{12,5} \cdot D = \frac{1}{12,5} \cdot 300 = 24 \sim 25 \text{ mm}$$

nach Kalibermaß abgerundet.

Nach Gl. (385) wird der Durchmesser der Excenterstange an den Enden

$$d_4 = 1,25 d_3 = 1,25 \cdot 25 = 31 \sim 30 \text{ mm}$$

und wir behalten für das Ende bei der Schieberstange diesen Durchmesser bei, nehmen jedoch des kräftigeren Ansehens wegen jenen am Ende beim Excenter etwas größer, etwa 33 mm.

Der Durchmesser der Excenterstange in der Mitte ihrer Länge wird nach Gl. (386)

$$d_5 = 1,4 d_3 = 1,4 \cdot 25 = 35 \text{ mm}$$

und die Breite der Excenterringe

$$b_1 = 2 d_3 = 2 \cdot 25 = 50 \text{ mm}$$

Setzt man nach Gl. (391) den geringsten zulässigen Wert für  $\lambda$  um den kürzesten Schieber zu erhalten, nämlich

$$\lambda = 10 \text{ mm}$$

so erhält man nach Gl. (392) die kürzeste Plattenlänge

$$2 l_{\min} = r_0 - y + a + \lambda$$

und weil für  $\frac{7}{10}$  Füllung aus dem Diagramm Fig. 5, Taf. XXXIX, sich ergibt

$$y = 36,5 \text{ mm}$$

$$r_0 = 39 \text{ mm}$$

so wird

$$2 l_{\min} = 39 - 36,5 + 24 + 10 = 36,5 \text{ mm}$$

also

$$l_{\min} = 18,25 \text{ mm}$$

und hiermit aus Fig. 2, Taf. XXXIX, oder nach Gl. (394)

$$L_{\min} = y + l_{\min} = 36,5 + 18,25 = 54,75 \text{ mm}$$

Wir nehmen jedoch  $L$  größer als 54,75 mm, um nicht zu schief gezogene Endcanäle im Vertheilungsschieber zu erhalten, und zwar wie in Fig. 1, Taf. XXXIX, gezeichnet

$$L = 96 \text{ mm}$$

und erhalten somit

$$l = L - y = 96 - 36,5 = 59,5 \sim 60 \text{ mm}$$

für die halbe Plattenlänge, somit

$$2l = 2 \cdot 60 = 120 \text{ mm}$$

für die ganze Länge des Expansionsschiebers.

*Anmerkung.* Wird die Steuerung mit verstellbarem Excenter für variable Expansion ausgeführt, so ist die Plattenlänge  $2l$  für die größte relative Excentricität  $r_{0\max}$  zu bestimmen.

### 3. Die Meyer'sche Steuerung.

Dieselbe ist eine Doppelschiebersteuerung, welche sich von der vorgenannten einfacheren Doppelschiebersteuerung dadurch unterscheidet, dass der Expansionsschieber aus zwei Platten besteht, welche durch Drehung der zur Schraubenspindel geformten Schieberstange einander genähert oder von einander entfernt werden können, wie in Fig. 2 bis 4, Taf. XL, ersichtlich. Jede Platte enthält in einer Gabel verschiebbar eine Mutter welche auf das zugehörige Stück der mit rechtem und linkem flachem Gewinde gleicher Steigung versehene Schieberstange aufgeschraubt ist und durch eine sich daran stützende Feder die Platte auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers anliegend hält. Die Drehung der Schieberstange erfolgt durch ein unverschiebbar gelagertes Handrad mit Feder und Nuth oder indem die Schieberstange an dem durch die Handradnabe hindurchgehenden Ende mit viereckigem Querschnitt versehen ist. Jede Platte hat die Länge  $l$  und wenn in der relativen Mittellage die Innenkanten der beiden Platten je um die Größe  $x$  vom Mittel abstehen, so wird entweder die äussere Plattenkante von der äusseren Canal-kante um die Größe  $y$  abstehen (Kantenentfernung) wie in Fig. 2 und hiernach in Fig. 1, Taf. XL, gezeichnet, oder es wird der Endcanal durch die Expansionsplatte um die Größe  $\eta$  überdeckt sein, wie in Fig. 1 unten gezeichnet.  $y_{\max}$  bezeichnet in Fig. 1 die größte Kantenentfernung bei ganz zusammengeschraubten Platten und  $\eta_{\max}$  die größte Überdeckung bei ganz auseinander-

geschraubten Expansionsplatten, immer in der relativen Mittellage gemessen.

Bei der Kantenentfernung  $y_{\max}$  ergibt sich die Entfernung der äusseren Canalkante im Schieberrücken vom Schiebermittel

$$L = y_{\max} + l \dots \dots \dots (395)$$

und wenn wieder  $r_0$  die Excentricität oder die Länge des Halbmessers der Excenterkurbel für das relative Excenter vorstellt, und die Expansionsplatte in ihrer relativen äussersten Linkstellung bei der Ueberdeckung  $\eta_{\max}$  den Canal innen noch um die GröÙe

$$\lambda \geq 10 \text{ mm} \dots \dots \dots (396)$$

überdecken soll, wie in Fig. 1, Taf. XL, unten gezeichnet, so ergibt sich die Plattenlänge

$$l = r_0 + \eta_{\max} + a + \lambda \dots \dots \dots (397)$$

Damit endlich nicht unten Dampf nachströmung durch den Endcanal eintritt, wenn derselbe oben im Schieberrücken schon geschlossen ist, so muss die Breite der Passleiste  $a_2$  wieder der Gleichung entsprechen

$$a_2 = 10 \text{ mm} + a \dots \dots \dots (398)$$

Für den Vertheilungsschieber gelten übrigens wieder die Gleichungen (379), (381), (383 bis (387 und die Schieberstange erhält ebenfalls den mittleren Durchmesser gleich  $d_3$  nach Gl. (384.

In Fig. 2, Taf. XL, ist das eine Gewinde schwächer und die Schieberstange in gleicher Stärke mit dem stärkeren Gewinde durch die Stopfbüchse geführt, so dass die Schieberstange von rechts eingeschoben und die Mutter für das stärkere Gewinde über das schwächere Gewinde geschoben werden kann; hierbei sind beide Muttern ungetheilt. Man kann aber auch beide Gewinde gleich stark halten und die Schieberstange ebenso stark, wie in Fig. 2 links gezeichnet und ebenfalls die Schieberstange durch die Stopfbüchse in den Schieberkasten einschieben; die beiden Muttern müssten dann zweitheilig sein. Endlich kann man auch den Durchmesser der Schieberstange gleich dem Durchmesser des Gewindekernes oder des leichteren Aufschiebens der Muttern wegen noch etwas schwächer machen und die ungetheilten Muttern schon ausserhalb der Schieberkastens aufschrauben und in diesem Falle muss der Schieberkasten einen seitlichen Deckel besitzen, in

welchem die Stopfbüchsen enthalten sind, welcher über die Schieberstangen aufgeschoben wird, nachdem bereits die Muttern aufgeschraubt sind.

Der Schieberkasten selbst kann hier wie in allen Fällen entweder gleich an den Dampfzylinder angegossen oder, um die Bearbeitung des Schieber spiegels zu erleichtern, besonders gegossen und bearbeitet und nachträglich an den Cylinder angeschraubt sein.

Für die Canaleröffnungen gelten wieder die Gl. (388 und (389 nämlich

$$E_{\max} = a \dots \dots \dots (399$$

und für den relativen Schieberweg  $\xi_0$

$$E = y - \xi_0 \dots \dots \dots (400$$

und gilt somit auch hier für die augenblicklichen Werte von  $y$  alles was für die einfachere Doppelschiebersteuerung gilt.

Insbesondere aber wird für jeden Füllungsgrad die Schieberöffnungscurve genau auf demselben Wege erhalten, wie für den einen Füllungsgrad, für welchen dieselbe aus den Diagrammen in Fig. 4 und 5, in dem Diagramm Fig. 6, Taf XXXIX, zu Stande kam.

Der Kantenentfernung  $y$  entspricht aber hier die Plattenentfernung  $x$  vom Schiebermittel und es ist allgemein

$$x = L - l - y \dots \dots \dots (401$$

von  $y = y_{\max}$  bis  $y = 0$  dagegen ist, wenn in einer beliebigen Stellung der Platten die Ueberdeckung bei der relativen Mittel-lage  $\eta$  beträgt

$$x = L - l + \eta \dots \dots \dots (402$$

indem eben die Ueberdeckung einer negativen Kantenentfernung entspricht, und für  $\eta_{\max}$  ist

$$x_{\max} = L - l + \eta_{\max} \dots \dots \dots (403$$

Für ein bestimmtes  $y$  erhält man für die Canaleröffnungen das gleiche Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm wie für die einfachere Doppelschiebersteuerung und ebenso die zugehörigen Schiebereröffnungscurven und in gleicher Weise jene für ein bestimmtes  $\eta$  (negatives  $y$  und negatives  $\xi_0$ ) indem hiefür die Canaleröffnung im absoluten Maß gleich ist

$$E = \xi_0 - \eta \dots \dots \dots (404$$

Durch das Auseinanderschrauben der beiden Expansionsplatten mittels des vorgenannten Handrades ergibt sich ein veränderlicher Füllungsgrad und mithin variable Expansion, und man kann, durch

die Wahl von  $\eta_{\max}$  und  $y_{\max}$  alle zwischen den beiden hierdurch bestimmten Füllungsgraden liegende Füllungsgrade erreichen. Die Wahl des relativen Excenters aber muss wieder der Bedingung entsprechen, dass der Endkanal im Schieberrücken nicht früher eröffnet wird, bevor der Einströmungscanal im Schieberspiegel am Dampfzylinder durch den Vertheilungsschieber geschlossen ist, damit nicht Dampf nachströmung während der bereits begonnenen Expansionsperiode erfolgt.

Da nun kein Grund vorhanden ist, bei der kleinsten Füllung ( $\eta_{\max}$ ,  $x_{\max}$ ) eine solche Nacheinströmung zu befürchten, wenn nur die Plattenlänge  $l$  der Gl. (397) entspricht, so hat man sein Augenmerk diesbezüglich nur auf  $y_{\max}$  ( $x = 0$ ) zu richten.

Wählt man nun, wie in Fig. 1, Taf. XL, gezeichnet

$$y_{\max} = r_0 \dots \dots \dots (405)$$

und macht nun den Winkel  $\omega_n$  in derselben Figur gleich dem  $\omega_2$  aus dem Müller'schen Schiebersteuerungs-Diagramm für den Vertheilungsschieber entsprechend der Kurbelstellung  $O II$  desselben, so bleibt der Canal im Schieberrücken bis zum Augenblick offen, in welchem der Einströmungscanal im Schieberspiegel auf dem Dampfzylinder geschlossen wird und die Meyer'sche Steuerung ergibt in diesem Falle den maximalen Füllungsgrad gleich jenem des Vertheilungsschiebers, nämlich

$$\frac{s_1}{s} = 0,91 \dots \dots \dots (406)$$

also nahezu Vollfüllung.

Da nun im Allgemeinen kein Grund vorhanden ist, dass darnach noch eine Ueberschiebung des Endcanales durch den Expansionschieber vorkomme, so kann man der Dimensionierung der Meyer'schen Steuerung für nahezu Vollfüllung die Gl. (405) zu Grunde legen, also setzen

$$y_{\max} = r_0 \dots \dots \dots (407)$$

Wenn man aber die Schiebereröffnungscurven zeichnet, so findet man, wie man übrigens auch durch die Erwägung, dass der Canalschluss bei einem Werte  $y < r_0$  umso rascher erfolgt, je mehr sich  $y$  dem Wert

$$y = \frac{a}{2} \dots \dots \dots (408)$$

nähert, folgern kann, eine umso geringere Drosselung der Dampf-

einströmung, je größer das Verhältnis  $\left(\frac{r_0}{y_{\max}}\right)$  wird. Dadurch wird man nun dahin geführt, auf die Vollfüllung zu verzichten und etwa

$$\frac{s_1}{s} = 0,7 \quad \dots \dots \dots (409)$$

als maximalen Füllungsgrad der Construction der Steuerung zu Grunde zu legen und hiefür zur Ermittlung von  $y_{\max}$  das Diagramm Fig. 5, Taf. XXXIX, oder für

$$\omega_n = \omega_2 \quad \dots \dots \dots (410)$$

mit etwas größerer Ueberschiebung und günstigeren Canaleröffnungen das Diagramm Fig. 6, Taf. XL, anwenden.

Die kleinste Füllung kann nun mit entsprechender Wahl von  $\eta_{\max}$

$$\frac{s_1}{s} = 0 \quad \dots \dots \dots (411)$$

werden. Diese Bedingung aber ergibt nach Gl. (397) einen sehr großen Wert für die Plattenlänge  $l$  und hiermit nach Gl. (395) einen sehr großen Wert für  $L$  also einen sehr langen Schieberücken und weit auseinander gezogene Canäle und man vermeidet dies indem man als kleinsten Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = \frac{1}{20} \quad \dots \dots \dots (412)$$

festsetzt, wie in dem Diagramm Fig. 6, Taf. XL, angenommen.

Zur Ermittlung der Excentricität des Expansionsexcenters führt sonach folgender Vorgang:

Man bestimmt  $r$  und  $\delta$  für den Vertheilungsschieber durch das zugehörige Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm und auch  $\omega_2$  für die Kurbelstellung  $O II$  zu Beginn der Expansion durch den Vertheilungsschieber, macht dann im Diagramm für den Expansionsschieber und für das relative Excenter  $O R$  (Fig. 1 oder Fig. 6, Taf. XL) den Winkel  $\omega_n = \omega_2$  wodurch sich so die Größe des Winkels  $\delta_0$  ergibt. Nun wählt man

$$\delta_1 = 60 \text{ bis } 90^\circ \quad \dots \dots \dots (413)$$

und zieht  $VE \parallel OR$  und erhält hiermit den Durchschnittspunkt  $E$  und somit die Größe der Excentricität des Expansionsexcenters

$$OE = r_1 \quad \dots \dots \dots (414)$$

Hierauf zieht man  $ER \parallel VO$  und erhält hiermit die Größe der relativen Excentricität

$$OR = r_0 \dots \dots \dots (415)$$

Nun wird entweder, wie in Fig. 1, Taf. XL, für Vollfüllung  $y_{\max} = r_0$  oder wie in Fig. 6, Taf. XL, der Wert von  $y_{\max}$  für  $\frac{s_1}{s} = 0,7$  bestimmt.

Hierauf wählt man den kleinsten Füllungsgrad, etwa nach Gl. (412)  $\frac{s_1}{s} = \frac{1}{20}$  und erhält hiermit (Fig. 6)  $\eta_{\max}$  und nun ergibt die Gl. (397) die Plattenlänge  $l$  und die Gl. (395) die Länge  $L$ .

Für bestimmte Werte von  $y$  und  $\eta$  erhält man nun wieder die Schiebereröffnungscurven wie bei der einfacheren Doppelschiebersteuerung.

Zur Anfertigung der Scala für die verschiedenen Expansionsgrade 0,1; 0,2 etc. ist es nun noch nothwendig die zugehörigen Werte von  $x$  zu bestimmen innerhalb der Grenzen  $x = 0$  bis  $x = x_{\max}$  und hierzu dient beispielsweise das Diagramm Fig. 5. Taf. XL, welches für  $\frac{s_1}{s} = 0,91$  gezeichnet ist und der Gl. (407) entspricht.

Es ist hierfür

$$y_{\max} = r_0 \dots \dots \dots (416)$$

und mithin nach Gl. (395)

$$L = r_0 + l \dots \dots \dots (417)$$

woraus

$$L - l = r_0 \dots \dots \dots (410)$$

und wenn man diesen Wert in Gl. (401) substituirt so erhält man

$$x = r_0 - y \dots \dots \dots (419)$$

und es ergeben sich somit die Werte von  $x$  für die einzelnen Füllungsgrade, wie in Fig. 5, Taf. XL, cotirt, in welcher beispielsweise  $x_3$  den Wert von  $x$  für 0,3 Füllung bezeichnet. In diesem Diagramm ist der Durchmesser des relativen Excenterkreises  $R R'$  als Kolbenweglinie angenommen, auf welcher die Kolbenstellungen für  $\frac{1}{20}, \frac{1}{10}, \frac{2}{10} \dots \frac{8}{10}, 0,91$  Füllung aufgetragen sind. Die zugehörigen Kurbelstellungen sind annähernd durch Projection bestimmt. Letztere können jedoch auch mittels Müller'schen Kolbenwegdiagrammes Fig. 7, Taf. XXXVIII, genau bestimmt werden.

Die Plattenverstellung erfolgt, wie schon angegeben, durch Drehung des Handrades auf der Schraubenspindel und die Anzeige der jeweiligen Plattenstellung durch die Angabe des zugehörigen Füllungsgrades auf einer Scala mittels eines Zeigers. Diese Scala wird im Verhältnisse der Bewegungsübertragung auf den Zeiger aus jener in Fig. 5, Taf. XL, abgeleitet.

Um eine theilweise Entlastung der Expansionsplatten vom Dampfdruck zu erzielen, wird wieder der Schieberrücken des Vertheilungsschiebers mit Aussparungen versehen, wie in Fig. 2 bis 4, Taf. XL, gezeichnet.

*Beispiel.* Auf Taf. XL ist die Meyer'sche Steuerung für eine Dampfmaschine dargestellt, welche 300 mm Kolbendurchmesser, 600 mm Kolbenhub und 70 Umdrehungen der Kurbel pro Minute erhalten soll.

Hiefür erhält man

$$D = 300 \text{ mm}$$

$$s = 600 \text{ mm}$$

$$n = 70$$

$$R = \frac{1}{2} s = 300 \text{ mm}$$

$$L = 5 R = 1500 \text{ mm}$$

$$c = \frac{2 n s}{60} = 1,4 \text{ m}$$

$$d = \frac{1}{6} D = \frac{1}{6} \cdot 300 = 50 \text{ mm}$$

und somit die nutzbare Kolbenfläche bei einseitig durchgehender Kolbenstange nach Gl. (361

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 69704 \text{ qmm}$$

und wegen  $c < 1,5 \text{ m}$  nach Gl. (355 den Querschnitt des Einströmungs-canal

$$f = \frac{1}{20} \cdot O = 3485,2 \text{ qmm}$$

und wenn man nach Gl. (364 das Verhältniß

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{6}$$

nimmt, erhält man hieraus die Canalweite

$$a = \sqrt{f \cdot \left(\frac{a}{b}\right)} = 24 \text{ mm}$$

und somit die Canalweite

$$b = a \cdot \left(\frac{b}{a}\right) = 144 \sim 150 \text{ mm}$$

Für den Vertheilungsschieber ergeben sich nun nach Gl. (379 die Dimensionen für nahezu Vollfüllung

$$\frac{s_1}{s} = 0,91$$

$$v = \frac{1}{7} a = 3,43 \sim 3,5 \text{ mm}$$

$$e = \frac{1}{3} a = 8 \text{ mm}$$

$$r = e + a = 32 \text{ mm}$$

$$i = \frac{1}{10} a = 2,4 \sim 2,5 \text{ mm}$$

Hiermit wird nun das Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm für den Vertheilungsschieber gezeichnet, wie in Fig. 4, Taf. XXXIX, ausgeführt. Es ergibt sich hierbei die Größe des Voreilungswinkels  $\delta$  unmittelbar im Diagramm selbst.

Man erhält ferner nach Gl. (381) die Stegbreite

$$a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a = 22 \text{ mm}$$

nach Gl. (388) die Weite des Ausströmungscanales

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 = 48,5 \sim 48 \text{ mm}$$

und nach Gl. (398) die Breite der Passleiste

$$a_2 = 10 \text{ mm} + a = 34 \text{ mm}$$

nach Gl. (384) der Durchmesser der Schieberstangen

$$d_3 = \frac{1}{12,5} \cdot D = 24 \sim 25 \text{ mm}$$

Es wird nun das Müller'sche Schiebersteuerungs-Diagramm für den Expansionsschieber je nach der Wahl des zu erreichenden maximalen Füllungsgrades, für Vollfüllung (Fig. 1, Taf. XL) oder für  $\frac{7}{10}$  Füllung (Fig. 6, Taf. XL) gezeichnet und hieraus  $y_{\max}$  entnommen. Sodann wird in demselben Diagramm für den kleinsten Füllungsgrad z. B.  $\frac{1}{20}$  Füllung der Wert für  $r_{\max}$  entnommen.

Für die Grenzen  $\frac{s_1}{s} = 0,91$  und  $\frac{1}{20}$  ergibt das für den vorliegenden Fall gezeichnete Diagramm in Fig. 1, Taf. XL

$$y_{\max} = r_0 = 28 \text{ mm}$$

$$r_{\max} = 13,25 \text{ mm}$$

und wenn man nach Gl. (396)

$$\lambda = 10 \text{ mm}$$

setzt, so erhält man aus Gl. (397) die Plattenlänge

$$l = r_0 + r_{\max} + a + \lambda = 75,25 \sim 76 \text{ mm}$$

und aus Gl. (395) die Länge

$$L = y_{\max} + l = 104 \text{ mm}$$

Für die Grenzen  $\frac{s_1}{s} = 0,7$  und  $\frac{1}{20}$  ergibt das für den vorliegenden Fall gezeichnete Diagramm in Fig. 6, Taf. XL

$$y_{\max} = 24 \text{ mm}$$

$$r_0 = 28 \text{ mm}$$

$$\eta_{\max} = 13,25 \text{ mm}$$

und wenn man wieder nach Gl. (396)

$$\lambda = 10 \text{ mm}$$

setzt, so erhält man aus Gl. (397) die Plattenlänge

$$l = r_0 + \eta_{\max} + a + \lambda = 75,25 \sim 76 \text{ mm}$$

und aus Gl. (395) die Länge

$$L = y_{\max} + l = 24 + 76 = 100 \text{ mm}$$

#### 4. Die Rider-Steuerung.

Dieselbe stimmt principiell mit der Meyer'schen Steuerung überein, indem selbe wie diese, durch Veränderung der Kantenentfernung  $y$  und beziehungsweise der Ueberdeckung  $\eta$  variable Expansion ergibt und die Erreichung aller Füllungsgrade von 0 bis zu der durch den Vertheilungsschieber gebotenen nahezu Vollfüllung gestattet.

Der Expansionsschieber ist jedoch, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XL, zu ersehen, durch eine einzige Platte gebildet, welche cylindrisch eingerollt und an den Enden mit divergirenden arbeitenden Kanten versehen ist, derart, dass letztere in den developierten Schieberflächen Fig. 9, Taf. XL, parallel laufen zu den gleichfalls divergirenden Canalkanten im cylindrisch ausgebohrten Schieberrücken des Grundschiebers.

Wird der Expansionsschieber in der die developierten Schieberflächen darstellenden Fig. 9, Taf. XL, in der Pfeilrichtung verschoben, also in Fig. 7, Taf. XL, um seine Achse gedreht, welche zugleich die Achse der Schieberstange ist, so verringert sich nach und nach die Kantenentfernung  $y$ , welche in der dort gezeichneten Stellung ihren größten Wert  $y_{\max}$  hat, bis  $y = 0$  wonach die Ueberdeckung  $\eta$  folgt und diese erreicht ihren maximalen Wert  $\eta_{\max}$ , wenn der Expansionsschieber in Fig. 7 um den Winkel  $\varphi$  im Kreise gedreht wird, also wenn der Punkt  $C$  des Expansionsschiebers nach  $B$  kommt, also der Punkt  $C$  um den Bogen  $BC = \varphi$  im Bogenmaße weiter bewegt ist, was in Fig. 9 damit bewerkstelligt erscheint, dass  $AB$  gleich der developierten Canallänge  $AB$  im Schieberrücken Fig. 7 und  $BC$  gleich der developierten Länge des Bogens  $BC = \varphi$  des Expansionsschiebers Fig. 7 gemacht und dann der Expansionsschieber in der Pfeilrichtung um  $AB = \varphi$  geradlinig verschoben wird.



durch die Einwirkung des Regulators, indem hierbei, wie in Fig. IV, Taf. XXXIV, ersichtlich, die Drehung des Expansionschiebers zum Zwecke der Aenderung des Füllungsgrades durch einen Hebel erfolgt, auf welchen die Bewegung der Regulatorhülse übertragen wird derart, dass die Steuerung bei vermindertem Arbeitswiderstande auf einen geringeren Füllungsgrad eingestellt wird und umgekehrt. Es entfällt mithin bei einer Dampfmaschine mit Rider-Steuerung die Anwendung einer Drosselklappe und die hierdurch bedingte unökonomische Regulierung des Ganges der Maschine durch Dampfdrosselung.

In Fig. 1, Taf. XXXIII, ist die Rider-Steuerung mit *entlastetem Expansionschieber* ausgeführt.

*Beispiel.* In Fig. 7 bis 9, Taf. XL, ist die Rider-Steuerung für dieselbe Dampfmaschine gezeichnet, für welche in dem Beispiele S. 416 die Meyer'sche Steuerung construirt wurde. Es gelten hiefür alle dort berechneten Dimensionen und die denselben zu Grunde liegenden Diagramme für die Grenzen des Füllungsgrades  $\frac{s_1}{s} = 0,7$  bis  $\frac{1}{20}$  und ergibt sich sonach

$$y_{\max} = 24 \text{ mm}$$

$$r_0 = 28 \text{ mm}$$

$$\eta_{\max} = 13,25 \text{ mm}$$

und wenn man nach Gl. (420)

$$\lambda = 10 \text{ mm}$$

setzt, so erhält man die geringste zulässige Plattenlänge nach Gl. (421)

$2l = r_0 - y_{\max} + a + 10 \text{ mm} = 28 - 24 + 24 + 10 = 38 \text{ mm}$   
und mithin

$$l = \frac{1}{2} \cdot 38 = 19 \text{ mm}$$

also die Länge  $L$  nach Gl. (423)

$$L = y_{\max} + l = 24 + 19 = 43 \text{ mm}$$

und hiernach ist der Expansionschieber in Fig 9, Taf. XL, gezeichnet.

Die Kantenschräge ist hierbei für den Winkel

$$\varphi = 60^\circ$$

bestimmt, und der Halbmesser des Expansionschiebers für den Winkel

$$\sphericalangle AOC = 120^\circ$$

derart, dass die Länge der Sehne  $AB$  gleich ist der Canalbreite  $b$ .

*Anmerkung.* Würde der so erzielte Wert für  $L$  zu klein erachtet werden, so würde man, neuerdings  $L > 43 \text{ mm}$  nach passenden in der Zeichnung sich ergebenden kleinsten Entfernungen der Endcanäle im Schieberrücken, und hiermit neuerdings  $l$  rechnen, wofür man nach Gl. (423) erhalte

$$l = L - y_{\max}$$

### 5. Die *Farcot-Steuerung*.

Dieselbe ist in Fig. 3, Taf. XLI, dargestellt. Es ist hierbei wieder ein Vertheilungsschieber mit Endcanälen vorhanden, welcher von einem Excenter (Vertheilungsexcenter) bewegt wird, und für nahezu Vollfüllung construirt ist. Auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers liegen wieder zwei Expansionsplatten.

Letztere werden jedoch nicht durch ein besonderes Excenter bewegt, sondern sie liegen frei, nur durch Federn am Rücken des Expansionsschiebers anliegend erhalten und überdies durch den Dampfdruck angedrückt im Schieberkasten und werden durch die hierdurch entstehende Reibung vom Vertheilungsschieber mitgenommen, bis sie durch Anschläge an der absoluten Bewegung gehindert werden und somit eine relative Bewegung des Vertheilungsschiebers gegenüber den Expansionsplatten entsteht. Von da ab werden die Endcanäle im Schieberrücken des Vertheilungsschiebers in Folge der Eigenbewegung des letzteren durch die Expansionsplatten geschlossen oder geöffnet, je nach der jeweiligen Bewegungsrichtung desselben.

Solcher Anschläge sind drei vorhanden u. zw. ein verstellbarer auf einer durch den Schieberkasten durch eine Stopfbüchse hervortretenden Achse, auf welcher außerhalb des Schieberkastens ein Hebel aufgekeilt ist, durch dessen Bewegung die Drehung dieser Achse und mithin die Verstellung des daran befestigten Anschlages erfolgt. Dieser Anschlag hat die in Fig. 6, Taf. XLI, in der Ansicht gezeichnete Form und bei seiner Drehung um seine Achse wird die Anschlaglänge und der Anschlaghalbmesser  $\rho$  in der Richtung der Schieberbewegung verändert, so dass die Endcanäle im Schieberrücken früher oder später geschlossen werden. Von dem Augenblicke, in welchem dieser Anschlag an die Expansionsplatte anstößt, wird letztere still stehen bleiben und der Expansionsschieber darunter allein weiterbewegt. Zieht man nun der Einfachheit wegen wieder nur die linksseitige Expansionsplatte in Betracht, und sei diese in der Mittellage des Vertheilungsschiebers bereits am Anschlag vom Halbmesser  $\rho$  anliegend, so wird diese in Ruhe bleiben, bis der Expansionsschieber darunter in die äußerste Rechtsstellung gelangt ist. In diesem Augenblicke sei, wie in Fig. 3, Taf. XLI, gestrichelt, gezeichnet, der Endcanal im Schieberrücken um die Größe  $\eta$  überdeckt.

Der Schieberweg aus der Mittellage nach rechts werde wieder allgemeine mit  $\xi$  bezeichnet und der Halbmesser der Excenterkurbel sei wieder  $r$ , so erfolgte der Canalschluss im Schieberrücken in dem Augenblicke, da  $\xi = r - \eta$  war und es ergibt sich mithin für einen beliebigen Schieberweg  $\xi$  die Canaleröffnung im Schieberrücken

$$E_0 = r - \eta - \xi \dots \dots \dots (424)$$

wobei die maximale Eröffnung des Endcanales im Schieberrücken wieder gleich der Canalweite  $a$  ist und von da ab die Canalverengung erfolgt.

Man erhält also mittels des in Fig. 1, Taf. XLI, für den Vertheilungsschieber gezeichneten Müller'schen Schiebersteuerungsdiagrammes auch die Canaleröffnungen im Schieberrücken, wenn  $N' P' = C D = \eta$  also für die Kurbelstellung in  $O M$

$$E = r - \eta - \xi = P P' - N' P' - M P = M N'$$

Bezeichnet noch, wie ebenfalls in Fig. 3, Taf. XLI cotirt,  $c$  die aus der Zeichnung zu entnehmende Entfernung der äußeren arbeitenden Kante der Expansionsplatte von der Anschlagfläche an derselben, so ergibt sich

$$L = \varrho + c + r - \eta \dots \dots \dots (425)$$

und man erkennt hieraus, dass sich  $\eta$  ändert, sobald  $\varrho$  durch Verstellung des Anschlages geändert wird, und dass sich für den kleinsten Wert von  $\varrho$  also für  $\varrho_{\min}$  auch der kleinste Wert von  $\eta$  also  $\eta_{\min}$  ergibt und dass  $\eta_{\min}$  auch kleiner als Null also negativ ausfallen kann, denn es wird allgemein

$$\eta = \varrho + c + r - L \dots \dots \dots (426)$$

aber man erkennt auch ferner, dass sich für den größten Wert von  $\varrho$  also für  $\varrho_{\max}$  der größte Wert von  $\eta$  also  $\eta_{\max}$  ergibt.

Nach Gl. (424) aber erfolgt der Canalschluss im Schieberrücken um so eher, je grösser  $\eta$  ist und die Steuerung ergibt sonach durch die Verstellung des Anschlages variable Expansion.

Man erkennt aber auch sofort aus dem Müller'schen Schiebersteuerungsdiagramm Fig. 1, Taf. XLI, dass der Canalschluss im Schieberrücken für den linksseitigen Endkanal nur während des Rechtsganges des Vertheilungsschiebers aus seiner Mittellage erfolgen kann, und weil dieser Rechtsgang nur erfolgt, so lange sich das Excenter aus der Stellung der Kurbel im todten Punkte nach rechts bewegt, die Excenterkurbel aber wieder mit der Ex-

centricität  $r$  um den Voreilungswinkel  $\delta$  gegen die Senkrechte  $SS$  zur Schieberbewegungsrichtung vorgekeilt ist, kann der Canalschluss im Schieberrücken nur während der Drehung der Kurbel aus dem toten Punkte um den Winkel

$$\omega_n = 90^\circ - \delta \dots \dots \dots (427)$$

erfolgen und hierdurch ist die durch den Expansionsschieber erreichbare maximale Füllung beschränkt und beträgt dieselbe je nach der Größe des Voreilungswinkels höchstens

$$\frac{s_1}{s} = 0,3 \text{ bis } 0,4 \dots \dots \dots (428)$$

Erfolgt aber der Canalschluss im Schieberrücken nicht während des Rechtsganges des Vertheilungsschiebers, so findet derselbe überhaupt nicht mehr statt, und es folgt auf die vorgenannte maximale Füllung gleich die durch den Canalschluss im Schieberspiegel am Dampfcyylinder durch den Vertheilungsschieber sich ergebende nahezu Vollfüllung, welche von dem Augenblick da  $\eta$  negativ zu werden anfängt, zuerst mit durch den Expansionsschieber gedrosseltem Dampf beginnt, welche Drosselung erst verschwindet, wenn  $\eta$  in negativer Richtung hinreichend gross ist.

Diese Steuerung hat also die Eigenthümlichkeit, dass mit derselben alle Füllungsgrade von 0 bis höchstens  $\frac{s_1}{s} = 0,3$  bis 0,4 erreicht werden und darauf nahezu Vollfüllung folgt, die dazwischen liegenden Füllungsgrade aber nicht vorhanden sind.

Die Wiedereröffnung der Endcanäle im Schieberrücken erfolgt durch zwei andere Anschläge, welche in den beiden Wänden des Schieberkastens festgeschraubt sind.

Die Gl. (427) lässt erkennen, dass der Kurbelwinkel  $\omega_n$  also der maximale durch den Expansionsschieber erreichbare Füllungsgrad um so größer ausfallen wird, je kleiner der Voreilungswinkel  $\delta$  ist und weil nun  $\delta$  durch die Größe der äußeren Ueberdeckung  $e$  und des linearen Voreilens  $v$  aus dem Müller'schen Schiebersteuerungsdiagramm Fig. 6, Taf. XXXVIII, sich ergibt und bestimmt ist, so hängt der erreichbare maximale Füllungsgrad unmittelbar von der Wahl von  $e$  und  $v$  ab. Da wir nun aber auch für Dampfmaschinen mit Farcot-Steuerung die gegenwärtig bei Dampfmaschinen im allgemeinen gebräuchlichen mittleren Kolben-

geschwindigkeiten anwenden wollen\*), so darf vor Allem das lineare Voreilen für die Dampfeinströmung nicht zu klein sein, und wir setzen deshalb

$$v = \frac{1}{9} \cdot a \quad \dots \dots \dots (429)$$

Die Größe der äußeren Ueberdeckung  $e$  mit jener der inneren Ueberdeckung  $i$  zusammen genommen, bestimmen die Dauer der Compressionsperiode also die Größe der erzielten Compression und wir dürfen daher auch die Summe ( $e + i$ ) nicht zu klein nehmen, dagegen aber ist das innere lineare Voreilen  $v_1$  (Fig. 6, Taf. XXXVIII) durch die Größe von  $\delta$  und  $i$  bestimmt, und es soll daher, um  $v_1$  im Verhältnis zu  $v$  nicht zu klein zu erhalten, jedenfalls  $i < v$  sein.

Wir setzen daher

$$i = \frac{1}{20} a \quad \dots \dots \dots (430)$$

$$e = v = \frac{1}{9} a \quad \dots \dots \dots (431)$$

und fügen bei, dass ältere langsamgehende Maschinen zur Erzielung eines möglichst grossen Füllungsgrades mit viel kleineren Werten von  $v$  und  $i$  ausgeführt sind, und  $v = 0$  bis  $2 \text{ mm}$ ,  $e = 2 \text{ mm}$ ,  $i = -2 \text{ mm}$  aufweisen. Da nun bei einer ökonomischen Ausnützung des Dampfes gar kein Grund vorhanden ist, sehr hohe Füllungsgrade für den normalen Gang anzustreben, und für außerordentliche augenblickliche Arbeitswiderstände auch die, nach dem ebenfalls über dem ökonomisch günstigsten Füllungsgrad liegenden maximalen des Expansionsschiebers, folgende Vollfüllung über die Schwierigkeiten des Ganges hinweghelfen kann, ohne dass von unökonomischer Dampfverwendung die Rede sein kann, indem jedenfalls in der Regel nicht viele Kolbenhübe mit Vollfüllung aufeinander folgen werden, so genügt es vollständig einen Füllungsgrad zu erreichen, welcher noch ein genügendes äußeres und inneres lineares Voreilen und eine Compression ergibt, wie dies bei Einhaltung der Gl. (429 bis 432) der Fall ist. Zweckmäßig aber können wir hier, zur Erzielung eines höheren noch erreichbaren Füllungsgrades die Excentricität  $r$  etwas größer wählen als  $r = e + a$

\*) Auf der Weltausstellung in Paris 1878 waren kleine und mittelgroße Dampfmaschinen mit Farcot-Steuerung mit 80 bis 100 Umdrehungen pro Minute.



Die graphische Darstellung der Dampfvertheilung ist in 'dem Müller'schen Schiebersteuerungsdiagramm, Fig. 1, Taf. XLI, durchgeführt, und hiernach sind in Fig. 9, Taf. XLI, die Schiebereröffnungscurven für den Vertheilungsschieber und jene  $E_0 II'$  für den durch den Expansionsschieber bei der beliebig gewählten Ueberdeckung  $\eta$  erreichten Füllungsgrad gezeichnet.

Die Canaleröffnung im Schieberspiegel ist für einen bestimmten Kurbelwinkel  $\omega$  und zugehörigen Schieberweg  $\xi = MP$  (Fig. 1, Taf. XLI)

$E = \xi - e = MP - NP = MN \dots (441)$   
 und jene im Schieberrücken, wenn  $CD = \eta$  gemacht wird

$E_0 = r - \eta - \xi = MP' - N'P' = MN' \dots (442)$   
 und es wird, wie die Schraffirung andeutet, die Canaleröffnung im Schieberspiegel so lange maßgebend sein, bis  $E_0 < E$  wird, wonach die Eröffnungen im Schieberrücken maßgebend sind.

Die Anschlagcurve für die Veränderung von  $\eta$  entsprechend den verschiedenen Füllungsgraden wäre nun zur Vermeidung der Dampfrosselung durch den Expansionsschieber am besten so verlaufend, dass nach  $\eta = \eta_n$  gleich  $\eta = \eta_{min}$  folgen würde, man sieht sich aber veranlasst aus constructiven Gründen diesen Sprung wegzulassen und formt die Curve nach einer Evolvente mit stetigem Uebergang von  $\varrho_{min}$  zu  $\varrho_{max}$ , wie in Fig. 6, Taf. XLI, durchgeführt. Es beträgt hiefür die ganze Verlängerung des Anschlaghalbmessers

$\varrho_{max} - \varrho_{min} = \eta_{max} - \eta_{min} \dots (443)$   
 und es ergibt sich somit der Halbmesser  $\varrho_0$  des Abwicklungskreises der Evolvente, für den Drehungswinkel  $\varphi$  im Bogenmaße gemessen aus der Gl.

$\varrho_0 \cdot \varphi = \eta_{max} - \eta_{min} \dots (444)$   
 und der Anschlag erfolgt normal zur Curve im Abstände  $\varrho_0$  seitlich vom Achsenmittel des Anschlages.

Formt man beide Seiten des Anschlages symmetrisch, so erhält man mit Rücksicht auf die endliche Länge der Leitstange ( $L = 5R$ ) ungleiche Füllungsgrade zu beiden Kolbenseiten. Will man jedoch gleiche Füllungsgrade erzielen, so fallen die beiden Curvenstücke des Anschlages unsymmetrisch aus.





ferner nach Gl. (432 und 433

$$r = e + \frac{4}{3} a = 2,5 + \frac{4}{3} \cdot 24 = 34,5 \sim 35 \text{ mm}$$

$$a_2 = a + 10 \text{ mm} = 24 + 10 = 34 \text{ mm}$$

ferner nach Gl. (381 und 383

$$a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} \cdot 24 = 22 \text{ mm}$$

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 = 1,5 \cdot 24 + 35 + 1,25 - 22 = 49,75 \sim 50 \text{ mm}$$

ferner nach Gl. (384

$$d_3 = \frac{1}{12,5} \cdot D = \frac{1}{12,5} \cdot 300 = 24 \sim 25 \text{ mm}$$

hiermit aus Fig 1, Taf. XLI, für  $\frac{1}{20}$  Füllung

$$\eta_{\max} = 16 \text{ mm}$$

und wenn man nach Gl. (434 setzt

$$\lambda = 10 \text{ mm}$$

so ergibt die Gl. (435 die Plattenlänge

$$l = \eta_{\max} + a + \lambda = 16 + 24 + 10 = 50 \text{ mm}$$

und wenn man nach Gl. (436 für Vollfüllung setzt

$$\eta_{\min} = - a$$

und aus Fig. 6, Taf. XLI, entnimmt

$$\varrho_{\min} = 30 \text{ mm}$$

und aus Fig 3, Taf. XLI,

$$e = 26 \text{ mm}$$

so erhält man nach Gl. (438 die Länge

$$L = \varrho_{\min} + e + r + a = 30 + 26 + 35 + 24 = 115 \text{ mm}$$

und hiermit nach Gl. (440

$$\varrho_{\max} = L + \eta_{\max} - e - r = 115 + 16 - 26 - 35 = 70 \text{ mm}$$

In Fig. 6, Taf. XLI, ist nach Gl. (445 genommen

$$\varphi = 135^\circ$$

und in Fig. 10, Taf. XLI, für den zweitheiligen Endcanal nach Gl. (450 und (451

$$l = \eta_{\max} + \frac{a}{2} + \lambda = 16 + 12 + 10 = 38 \text{ mm}$$

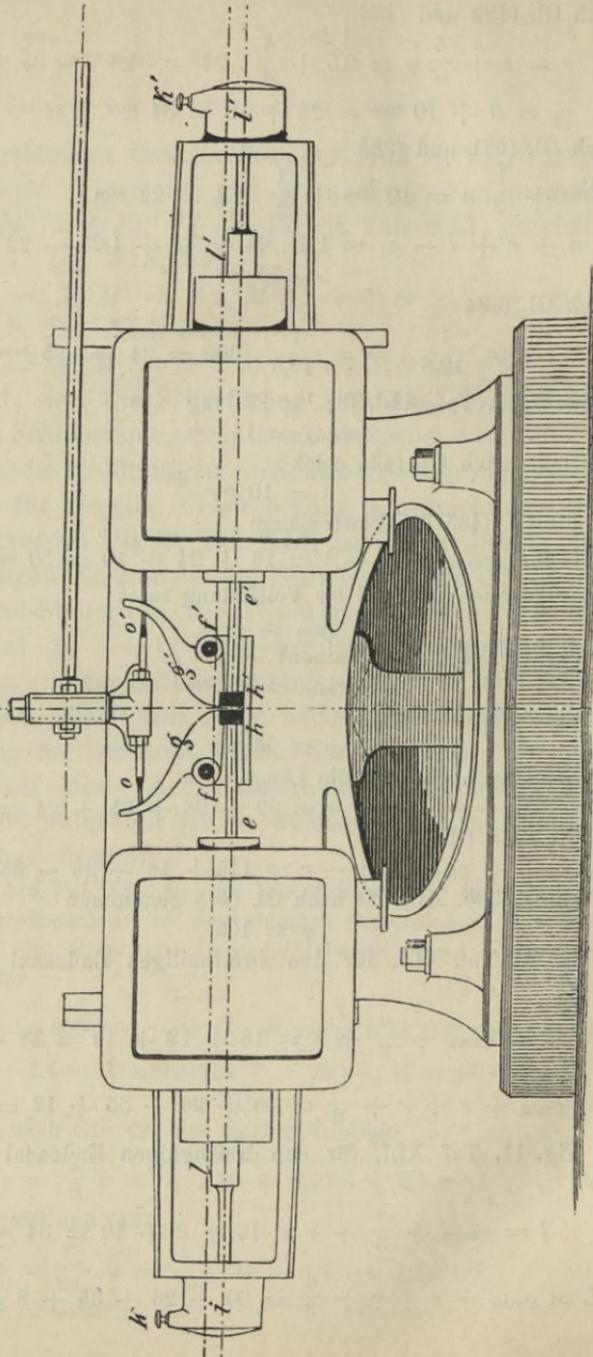
$$L = \varrho_{\min} + e + r + \frac{a}{2} = 30 + 26 + 35 + 12 = 103 \text{ mm}$$

und in Fig. 11, Taf. XLI, für den dreitheiligen Endcanal nach Gl. (452 und (453

$$l = \eta_{\max} + \frac{a}{3} + \lambda = 16 + 8 + 10 = 34 \text{ mm}$$

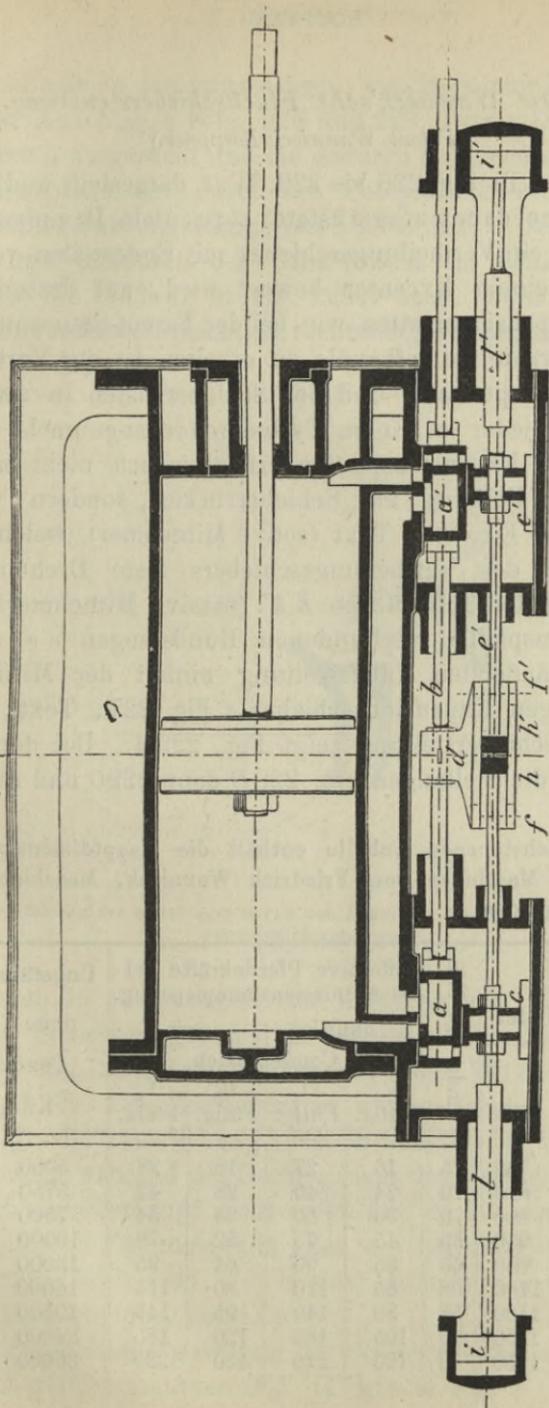
$$L = \varrho_{\min} + e + r + \frac{a}{3} = 30 + 26 + 35 + 8 = 99 \text{ mm}$$

Fig. 226.



Aeusere Ansicht der Wannieck'schen Flachschiebersteuerung.

Fig. 227.



Horizontaler Mittelschnitt der Wannick'schen Flachschiebersteuerung.

## 6. Die Wannieck'sche Flachschiebersteuerung.

(Patent Wannieck-Koepfner.)

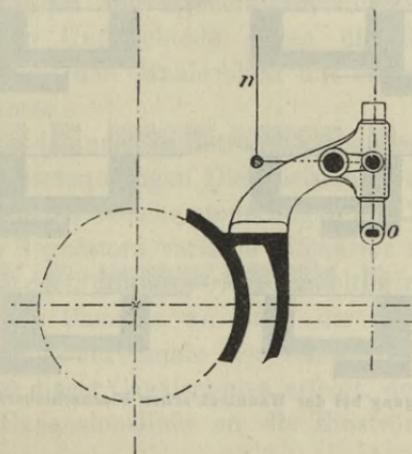
Dieselbe ist in Fig. 226 bis 229, Text, dargestellt und Fig. 230, Text, zeigt eine damit ausgerüstete horizontale Dampfmaschine.\*) Es ist wieder ein Vertheilungsschieber mit Endcanälen vorhanden, welcher von einem Excenter bewegt wird, auf dessen Rücken die beiden Expansionsplatten wie bei der Farcot-Steuerung gleiten, um jedoch kürzere Dampfkanäle zu erhalten ist der Vertheilungsschieber der Auspuffcanal und der Schieberkasten in zwei Theile getheilt, deren jeder an einem Cylinderende angebracht ist. Das Mitnehmen der Expansionsplatten erfolgt jedoch nicht mehr blos in Folge der Reibung am Schieberrücken, sondern vermittels *Mitnehmer g g'* Fig. 226, Text (active Mitnehmer), welche an der Schieberstange des Vertheilungsschiebers feste Drehbolzen *ff'* haben und an den Endstücken *h h'* (passive Mitnehmer) der mit den Expansionsplatten verbundenen Rundstangen *ee'* angreifen. Von seiner äußersten Linksstellung nimmt der Mitnehmer *g* den linksseitigen Expansionsschieber *c* Fig. 227, Text, mit und die relative Schieberstellung zeigt Fig. 229A. Bei dem Rechts gange folgen die Stellungen Fig. 229B dann 229C und nun schlägt

\*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen solche Maschinen von Friedrich Wannieck, Maschinenfabrik in Brünn gebaut werden.

Nummer	Dampfzylinder		Umdr. pro Min.	Effective Pferdekkräfte bei 5 at Admissionsdampfspanng.				Ungefähr. Gewicht	
				ohne		mit		ohne	mit
				Condensation				Condensation	
	Durchm.	Hub		$\frac{1}{6}$ Füllg.	$\frac{1}{3}$ Füllg.	$\frac{1}{8}$ Füllg.	$\frac{1}{4}$ Füllg.	Kilogramm	
1	280	700	75	16	27	18	28	5000	6250
2	320	800	70	24	40	28	42	5750	7300
3	360	800	70	30	50	35	54	7500	9500
4	400	950	65	45	75	52	78	10000	12500
5	440	950	65	55	90	64	95	13000	15500
6	480	1100	58	65	110	80	115	16000	19000
7	530	1100	58	80	140	95	145	19500	22500
8	580	1250	52	105	180	120	185	24000	27500
9	630	1250	52	125	210	150	220	30000	33500

der Mitnehmer an den linksseitigen, vom Regulator höher oder tiefer gestellten Anschlag  $o$  (Fig. 226 und 228, Text). Der Mitnehmer  $g$  wird durch  $o$  ausgerückt und die dadurch frei gewordene linksseitige Expansionsplatte wird durch den Dampfdruck auf den stärkeren Theil  $l$  seiner Führungsstange rasch nach links in seine Endstellung bewegt und hierdurch der Canalschluss im Schieberrücken bewirkt, wie die Stellung in Fig. 229D zeigt. Beim Linksgang des Vertheilungsschiebers macht die rechtsseitige Expansionsplatte gleiche

Fig. 228.



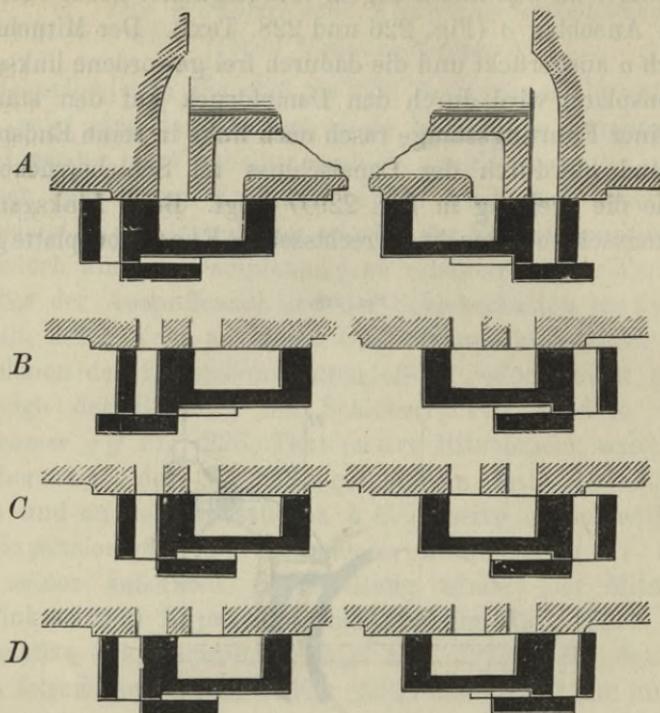
Verstellung des Anschlages durch den Regulator bei der Wannick'schen Flachschiebersteuerung.

Bewegungen in entgegengesetzter Richtung mit. Zur Begrenzung des freien Schieberweges der Expansionsplatten sind Luftpufferkolben  $i i'$  Fig. 227, Text, vorhanden, deren Wirkung durch Luftkühler  $h h'$  Fig. 226, Text, regulirt werden kann.

Erfolgt die Ausrückung des Mitnehmers  $g$  durch den Anschlag  $o$  nicht während des Rechtsganges des Vertheilungsschiebers, so erfolgt sie überhaupt nicht mehr und es gilt sonach bezüglich der erreichbaren Füllungsgrade alles wie bei der Farcot-Steuerung. In Fig. 226, Text, sind die beiden Mitnehmer  $g$  und  $g'$  in der ideellen Mittelstellung gezeichnet.

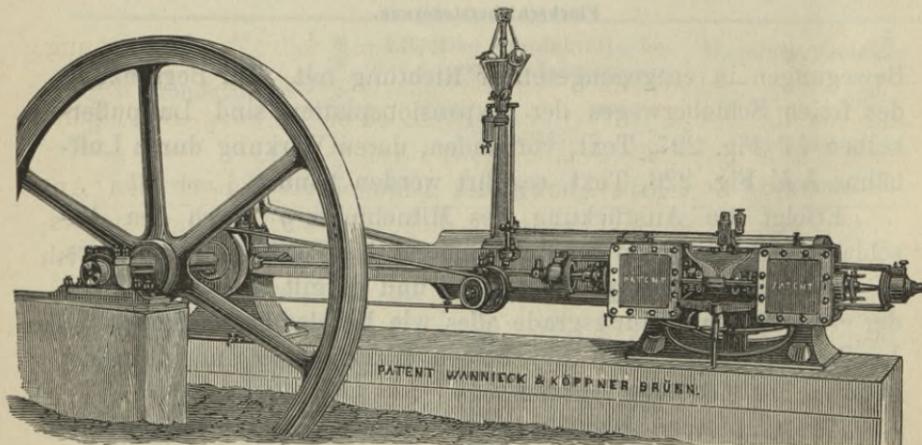
Die graphische Darstellung der Schieberbewegung führt wieder auf Schieberöffnungscurven  $E_0'' II'$  wie in Fig. 9, Taf. XLI, je-

Fig. 229.



Schieberbewegung bei der Wannick'schen Flachschiebersteuerung.

Fig. 230.



Horizontale Dampfmaschine mit Wannick'scher Flachschiebersteuerung.

doch werden diese — eine gehörige Instandhaltung der Stopfbüchsenpackungen und Pufferhähne vorausgesetzt, — noch viel steiler verlaufen als selbst die Curve  $E_0''$  II'.

Die Drehbolzen  $ff'$  der beiden Mitnehmer  $gg'$  (Fig. 226, Text) sind an dem Kreuzstück  $d$  (Fig. 227, Text) angebracht, welches durch einen Querkeil auf der Schieberstange des Vertheilungsschiebers befestigt ist und Führungsleisten für die Endstücke  $hh'$  besitzt.

Man nennt gegenwärtig Steuerungen, welche wie die Wanniecksche Flachschiebersteuerung raschen Canalschluss zu Ende der Dampfeströmungsperiode ergeben, im allgemeinen *Präcisionssteuerungen*, zum Unterschiede gegen die früher behandelten Steuerungen, welche den Canalschluss mit schleichender Schieberbewegung ausführen.

Die im Folgenden noch in Betracht gezogenen Steuerungen sind durchweg Präcisionssteuerungen. Die Präcisionssteuerungen haben vor den früher behandelten Schiebersteuerungen den Vorzug, dass durch Einwirkung des Regulators variable Expansion mit raschem Canalschluss zu Ende der Füllungsperiode erzielt wird und somit auch die Drosselung des Dampfes zu Ende der Füllungsperiode wegfällt und somit die Oekonomie des Dampfverbrauches gesteigert wird. Je rascher dieser Canalschluss erfolgt, desto schärfer ist der Anschluss der Expansionslinie an die Einströmungslinie im Indicatorgramm.

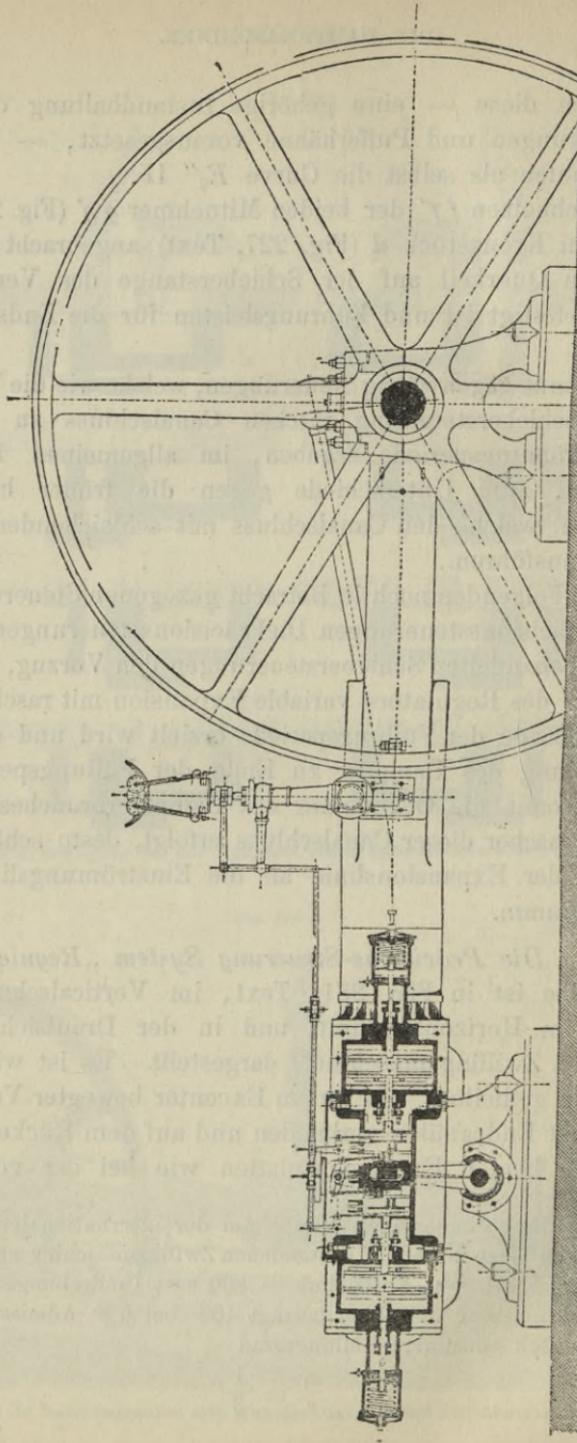
### 7. Die Präcisions-Steuerung System „Regnier“.

Dieselbe ist in Fig. 231, Text, im Verticalschnitt und in Fig. 232 im Horizontalschnitt und in der Draufsicht an einer horizontalen Zwillingsmaschine\*) dargestellt. Es ist wieder ein in zwei Theile getheiltes, von einem Excenter bewegter Vertheilungsschieber mit Endcanälen vorhanden und auf dem Rücken desselben gleiten die beiden Expansionsplatten wie bei der vorgenannten

\*) Die Hauptdimensionen dieser auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien in Betrieb gestandenen Zwillingsmaschine sind: Cylinderdurchmesser = 360 mm; Kolbenhub = 800 mm; Umdrehungszahl = 60 pro Minute. Die Leistung derselben beträgt 100 bei 6 at Admissionspannung und ökonomisch günstigem Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = \frac{1}{3}$$

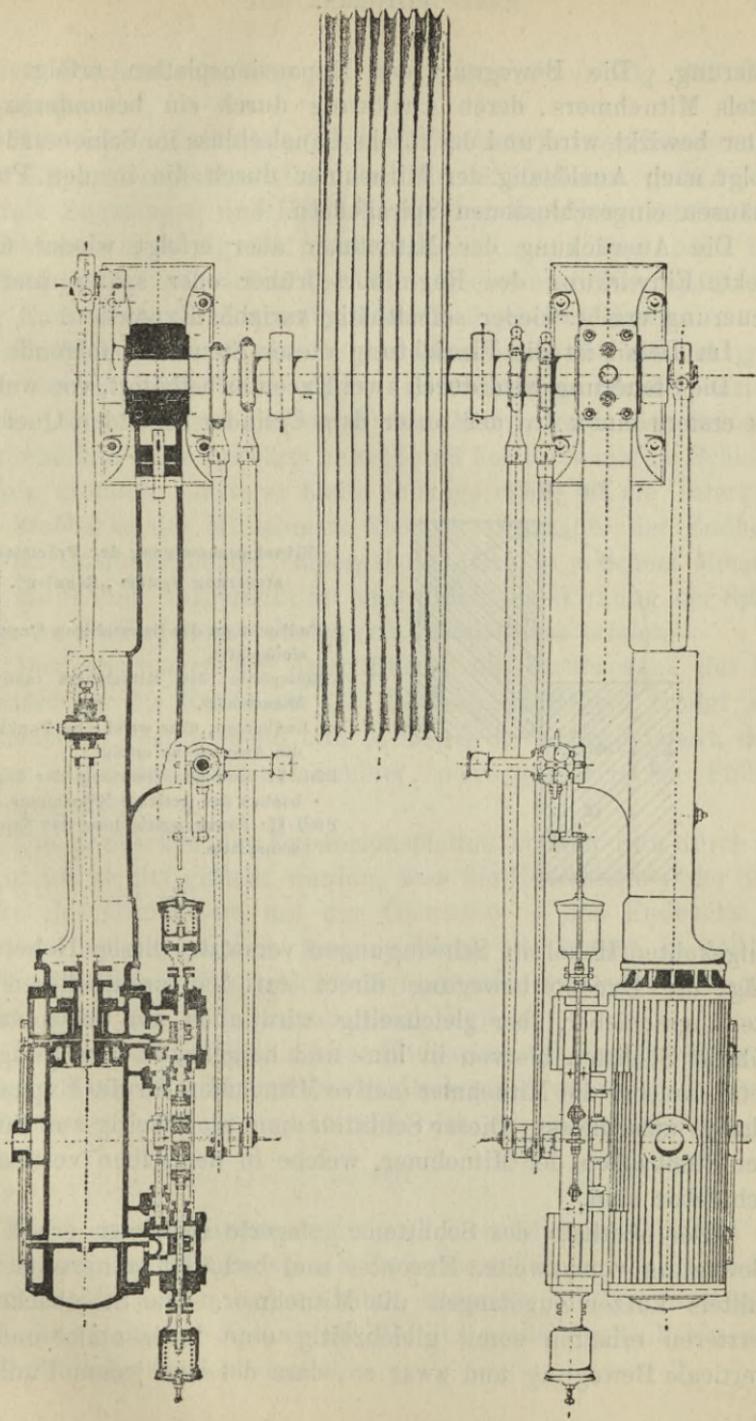
Fig. 231.  
(Ansicht mit Verticalschnitt.)



Horizontale Zwillings-Dampfmaschine mit Präzisionssteuerung System „Regnier“  
von Bolzano, Tedesco & Co. in Schlan (Böhmen).

(Fig. 231 bis 232.)

Fig. 232.  
Grundriss mit Horizontalschnitt.



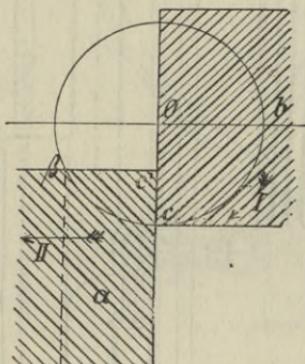
Steuerung. Die Bewegung der Expansionsplatten erfolgt aber mittels Mitnehmers, deren Auslösung durch ein besonderes Excenter bewirkt wird und der rasche Canalschluss im Schieberrücken erfolgt nach Auslösung der Mitnehmer durch die in den Puffergehäusen eingeschlossenen Spiralfedern.

Die Ausrückung der Mitnehmer aber erfolgt wieder durch direkte Einwirkung des Regulators früher oder später und die Steuerung ergibt wieder selbstthätig variable Expansion.

Im Detail ist die Einrichtung dieser Steuerung folgende:

Die Steuerung wird durch zwei Excenter bethätigt, von welchen das erstere einen auf der unter dem Cylinder liegenden Querwelle

Fig. 233.



**Mitnehmerbewegung der Präzisionssteuerung System „Regnier“.**

- a* Endbacke an der linksseitigen Expansionsplatte,
- b* Stoßplatte des Mitnehmers (activer Mitnehmer),
- c c* Endkanten, über welche im Punkte  $\beta$  die Ausrückung erfolgt.
- Pfeil I: Bewegungsrichtung der Stoßbacken des (activen) Mitnehmers.
- Pfeil II: Bewegungsrichtung der Expansionsplatte.

aufgekeilten Hebel in Schwingungen versetzt. Dieser Hebel überträgt die Excenterbewegung direct auf den zweitheiligen Vertheilungsschieber, aber gleichzeitig wird auch ein horizontal geführter Schlitten hiervon in hin- und hergehende Bewegung versetzt, welcher die Mitnehmer (active Mitnehmer) für die Expansionsplatten umschliesst. Dieser Schlitten dient gleichzeitig zur Führung der Stoßbacken der Mitnehmer, welche in demselben vertical verschiebbar sind.

Der oberhalb des Schlittens gelagerte Balancier erhält seine Bewegung vom zweiten Excenter und bethätigt seinerseits wieder mittels kurzer Zugstangen die Mitnehmer. Die Stoßbacken der letzteren erhalten somit gleichzeitig eine horizontale und eine verticale Bewegung und zwar so, dass der von jedem Punkt der-

selben beschriebene Weg ein Kreis ist, wie in Fig. 233, Text, angedeutet ist.

Die beiden Endbacken (passive Mitnehmer) an den Rundstangen, der Expansionsplatten sind auch in Gleitstücken geführt und mittels Zugstangen und Hebel durch den Regulator vertical verschiebbar, wie in Fig. 231, Text, ersichtlich, so dass nach ihrer Höhenlage die Stoßbacken der Mitnehmer früher oder später von den Endbacken der Expansionsplatten abgehoben werden.

Trifft nun die Stoßbacke des Mitnehmers bei Zurücklegung ihrer kreisförmigen Bahn gegen die Endbacken der Expansionsplatte, so wird diese horizontal vom Mittel der beiden Schieberkästehälften nach auswärts bewegt und der Endkanal im Schieberücken eröffnet. Letzterer bleibt so lange offen, bis die Unterkante der Stoßbacke des Mitnehmers über die Oberkante der Endbacke des Expansionsschiebers emporgehoben ist, in welchem Momente der Mitnehmer ausgerückt ist und durch die Wirkung der Spiralfeder im Puffergehäuse der rasche Canalschluss erfolgt.

Das Anschlagen der Angriffsfläche des Stoßbackens des Mitnehmers an die Endbacke des Expansionsschiebers erfolgt stets in derselben Verticalebene und je länger der Eingriff dauert, desto länger bleibt der Endcanal eröffnet, desto größer ist die Füllung und umgekehrt.

Die Endbacken der Expansionsplatten können nun durch den Regulator so tief gestellt werden, dass die Unterkante  $p$  der Stoßbacke des Mitnehmers mit der Oberkante  $q$  der Endbacke der Expansionsplatte gar nicht mehr in Berührung kommt, in welchem Falle eine Canaleröffnung im Schieberrücken überhaupt nicht stattfindet, somit der Füllungsgrad gleich Null ist.

In der höchsten Stellung der Endbacken der Expansionsplatten dagegen dauert der Eingriff beider Backen fast während des ganzen Kolbenhubes und es ergibt sich der maximale Füllungsgrad

$$\frac{s_1}{s} = 0,9.$$

Die Steuerung unterscheidet sich hiernach wesentlich von den beiden vorgenannten, indem alle Zwischenstellungen der Endbacken zwischen den beiden vorgenannten äußersten Stellungen möglich sind und somit ohne Sprung alle Füllungsgrade von Null bis nahezu Vollfüllung erreichbar sind.

### 8. Die Corliss-Steuerung.

Dieselbe bewirkt wie die Wannieck'sche Flachschiebersteuerung variable Expansion durch Verstellung eines Anschlages seitens des Regulators, welcher die Mitnehmer während des Hinganges der Excenterkurbel auslöst, wonach der Schieber den Canalschluss durch Federn und Puffer bewirkt, und gibt also ebenfalls einen Sprung in den erreichbaren Füllungsgraden, also 0 bis nahezu 0,4 und dann sofort Vollfüllung.

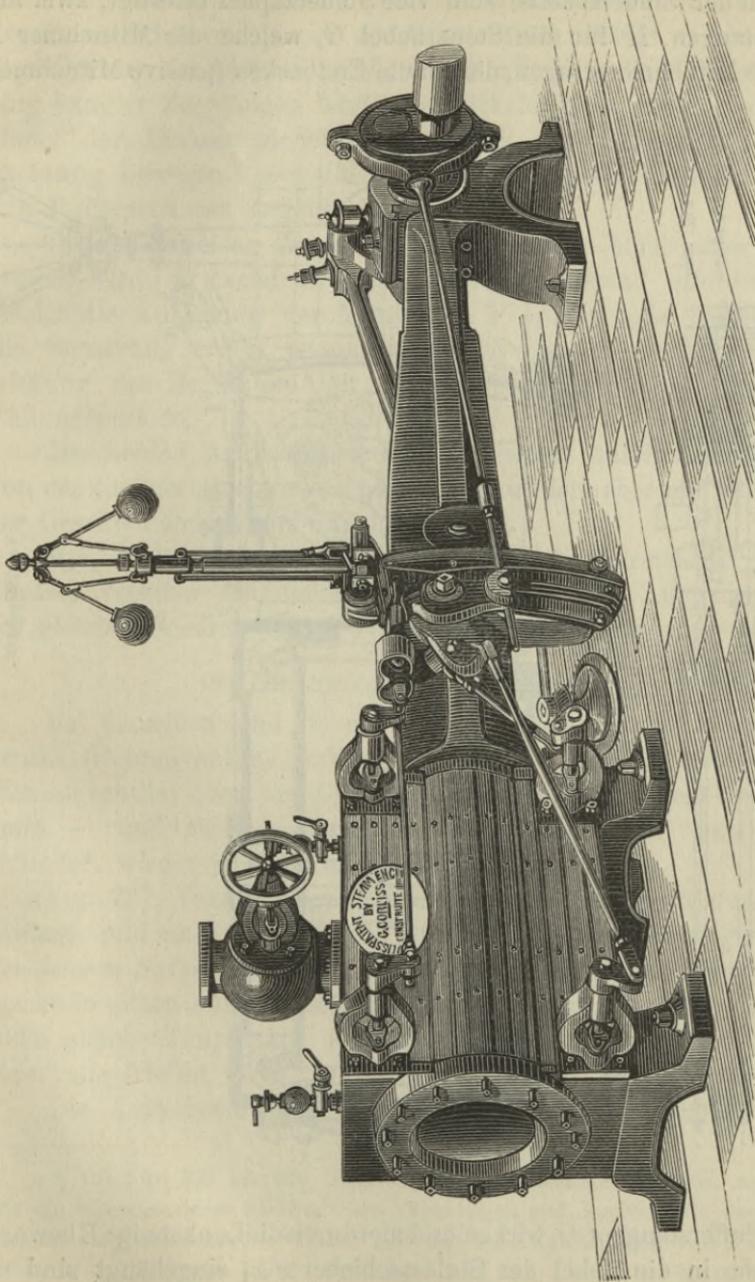
Es sind jedoch vier von einander getrennte Schieber und zwar *Rundschieber* vorhanden, je einer an jedem Cylinderende oben für die Dampfeinströmung und je einer an jedem Cylinderende unten für die Dampfauströmung und die Bewegung derselben erfolgt durch Hebel und Lenkstangen von der Steuerscheibe, welche von dem Steuerungsexcenter in oscillirende Bewegung versetzt wird.

In ihrer Detailconstruction hat diese Steuerung, welche in der geschichtlichen Entwicklung wohl als erste Präcisionssteuerung angeführt werden muss und die Vorlage aller übrigen Präcisionssteuerungen genannt werden kann, vielfache Wandlungen durchgemacht so dass gegenwärtig ganz verschiedene Arten derselben in Anwendung stehen, und man unterscheidet hiernach die *alte* Corliss-Steuerung, die Corliss-Steuerung *System Inglis-Spencer*, die *neue* Corliss-Steuerung und die *neueste* Corliss-Steuerung. Die gebräuchlichste ist die *neue Corliss-Steuerung*, welche in Fig. 234 bis 236, Text, dargestellt ist.

Fig. 234, Text, zeigt die Ansicht der Steuerseite einer horizontalen Dampfmaschine mit der neuen Corliss-Steuerung ausgerüstet und in Fig. 235 und 236 ist diese Steuerung detailirt nach Uhland's Handbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur dargestellt.

In Fig. 234, Text, ist auf der Schwungradwelle das Excenter ersichtlich, welches mittels der zugehörigen Excenterstange einen Hebel in oscillirende Bewegung versetzt, welcher mit der Steuerscheibe auf gemeinschaftlicher Achse aufgekeilt ist und auch letztere in oscillirende Bewegung versetzt. In Fig. 235, Text, ist *S* die Excenterstange, *H*, der genannte Hebel und *A* die mit dem Hebel *H* auf gemeinschaftlicher Achse aufgekeilte Steuerscheibe.

Fig. 234.



Horizontale Dampfmaschine mit Corliss-Steuerung  
nach Ausführung der Corliss Steam Engine Company.

In der Steuerscheibe sind vier Steuerzapfen befestigt, zwei mit Lenkstangen *H* für die Steuerhebel *G*, welche die Mitnehmer *F* (active Mitnehmer) tragen, die auf die Endbacken (passive Mitnehmer)

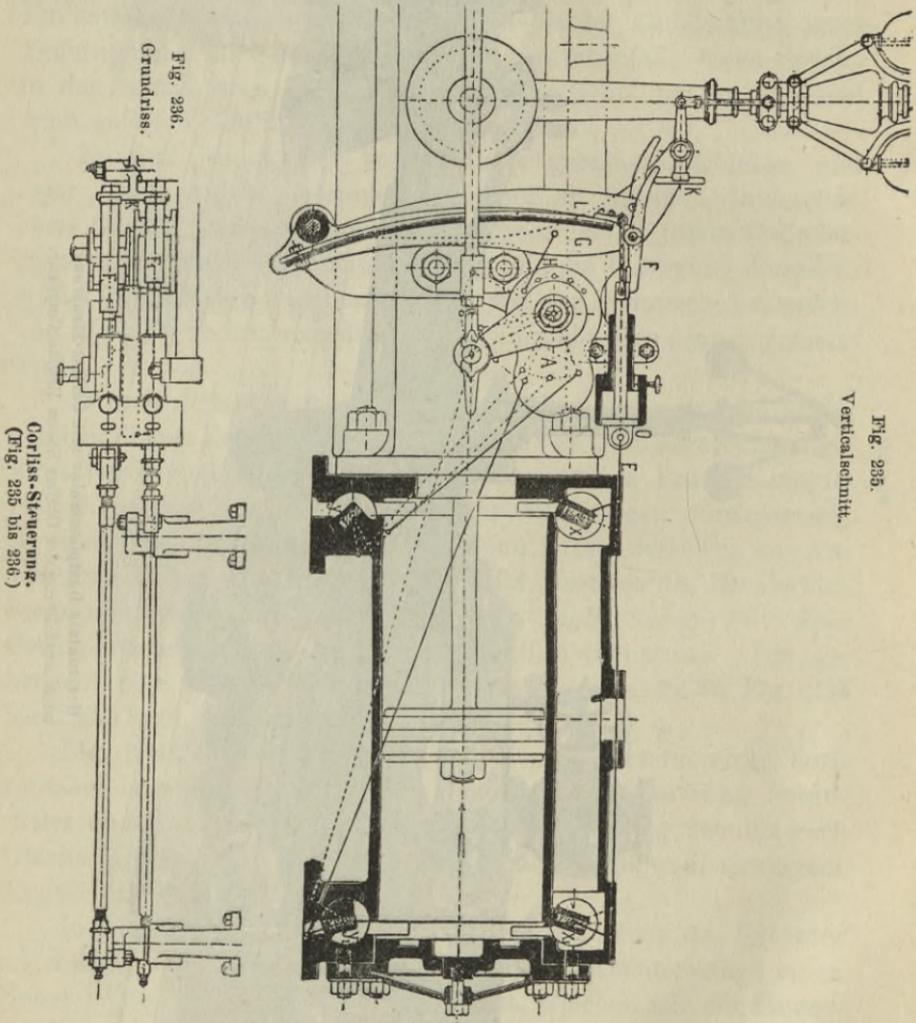


Fig. 235.  
Verticalsechnitt.

der Pufferstangen  $OO_1$  wirken und hierdurch die Lenkstange *E* bewegen, welche in die Hebel der Einlasschieber  $x x_1$  eingehängt sind und durch diese die Canaleröffnung für die Dampfeinströmung bewirken.

Die Canaleröffnungen entsprehen den Schiebereröffnungscurven der Excenterbewegung und der Canalschluss erfolgt rasch durch die Wirkung der Blattfedern  $L$ , welche mittels in die Pufferstangen eingehängter Zugstangen letztere zurückziehen und hierdurch die Hebel der Einlassschieber  $x x_1$  rasch nach entgegengesetzter Richtung bewegen. Zur Regulirung sind wieder Lufthähne auf den Puffergehäusen angebracht.

Da der Anschlag  $K$  durch den Regulator höher oder tiefer gestellt wird, je nachdem es der Arbeitswiderstand erfordert, so erfolgt die Auslösung der Mitnehmer  $F$  später oder früher und die Steuerung ergibt somit variable Expansion unter der Einwirkung des Regulators mit raschem Canalschluss zu Ende der Füllungsperiode.

Die beiden Auslassschieber  $y y_1$  werden durch Lenkstangen von der oscillirenden Steuerscheibe continuirlich, aber mit wechselnder Geschwindigkeit hin und her bewegt.

Die Einlassschieber werden auf gleiches hinreichend großes lineares Voreilen für die Einströmung und die Auslassschieber auf gleiches lineares Voreilen für die Ausströmung eingestellt.

### 9. Die Sulzer-Ventilsteuerung.

Bei derselben sind für die Dampfvertheilung vier Doppelsitzventile (Röhrenventile) vorhanden, nämlich zwei Einströmventile (Einlassventile) oben am Cylinder — je eines an jedem Cylinderende — und zwei Ausströmventile (Auslassventile) unter dem Cylinder, wieder je eines an jedem Cylinderende.

Fig. 237, Text,\*) zeigt den verticalen Mittelschnitt durch ein Einlass- und ein Auslass-Ventil mit den äußeren Steuerungstheilen der älteren Sulzer-Ventilsteuerung (Modell 1873). Die Steuerungs-excenter sitzen auf der Steuerwelle, welche mit der Schwungradwelle gleiche Tourenzahl aufweist und von dieser durch Kegelhäder angetrieben wird.

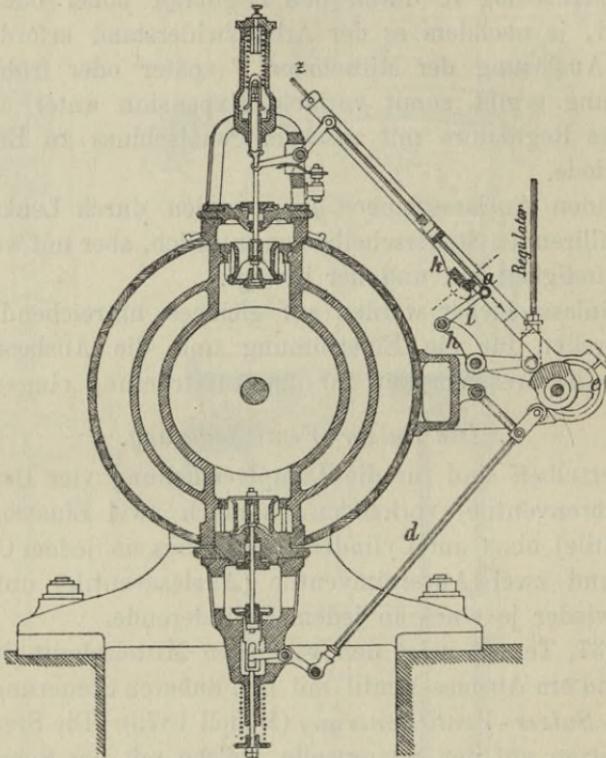
Die Aufwärtsbewegung jedes Einströmventiles erfolgt durch

---

\*) Die Fig. 237 bis 239, Text, sowie jene 215 und 216, Text, sind dem für ein eingehenderes Studium der Neuerungen auf dem Gebiete der Steuerungen empfehlenswerten Werke: „Technische Mittheilungen von der Weltausstellung in Paris 1878. Sonderabdruck aus *Dingler's Polytechnischem Journal*. Augsburg 1879“ entnommen.

je ein Excenter  $e$ , dessen Excenterscheibe in der Richtung des Pfeiles rotirt und an dessen bei  $z$  gerade geführter Excenterstange der active Mitnehmer  $k$  fest ist. Dieser beschreibt mit seiner Stoßfläche eine in Fig. 237, Text, gestrichelt gezeichnete Curve, kommt während eines Theiles derselben an den passiven Mit-

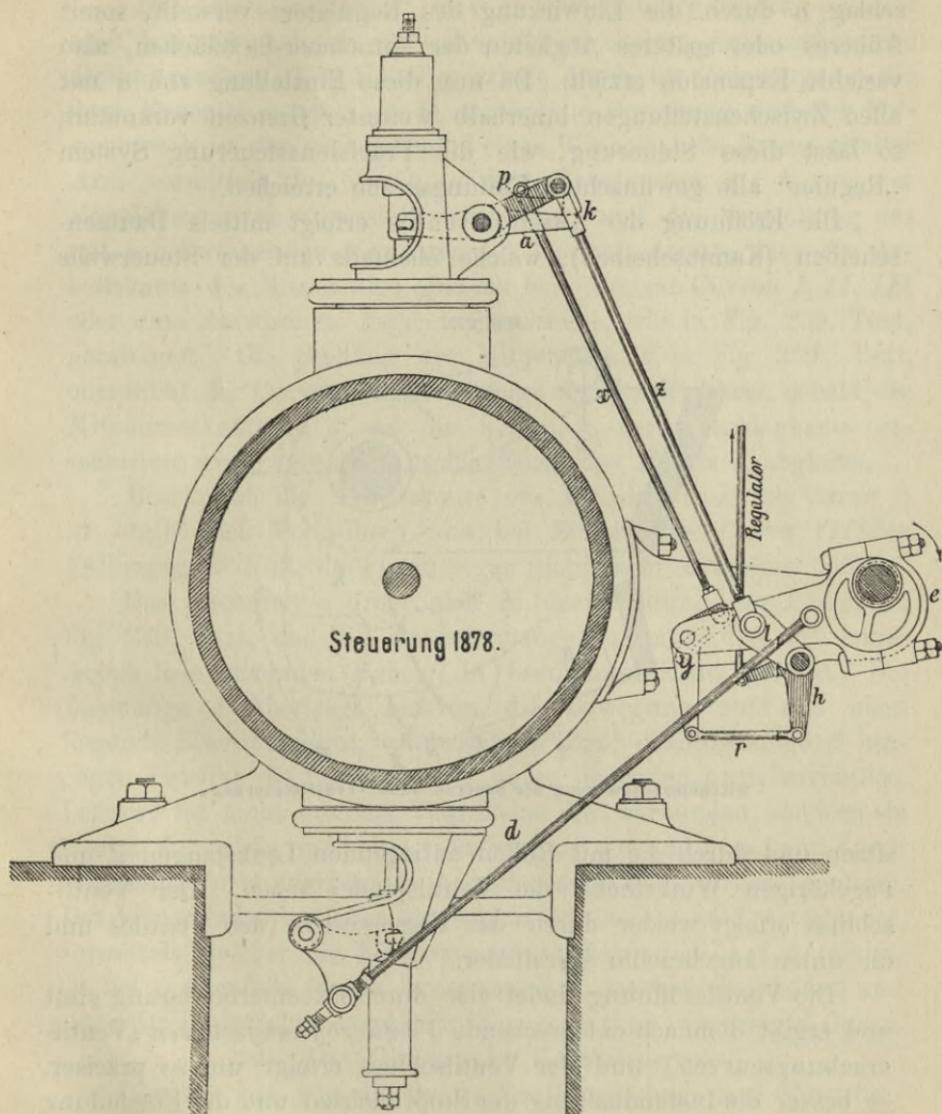
Fig 237.



Die ältere Sulzer-Ventilsteuerung.

nehmer  $a$  zum Anliegen, und nimmt diesen in der Pfeilrichtung solange mit, bis die Stoßfläche  $k$  von  $a$  abgleitet, wonach das Ventil durch den Druck der Spiralfeder im darüberliegenden Puffergehäuse auf seinen Sitz niedergeht. Der passive Mitnehmer  $a$  ist an der Lenkstange befestigt, welche oben in den Winkelhebel eingreift, der die Ventilschneide hebt; unten aber ist diese

Fig. 238.

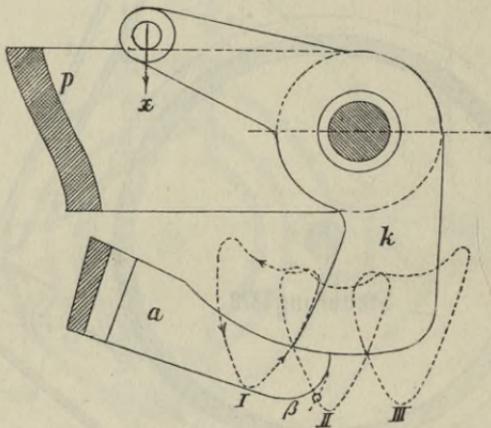


Die neuere Sulzer-Ventilsteuerung.

Lenkstange durch eine zweite  $l$  in den von der Regulatorzugstange stellbaren Hebel  $h$  eingehängt und es wird somit der passive Anschlag  $a$  durch die Einwirkung des Regulators verstellt, somit früheres oder späteres Abgleiten der Mitnehmer-Stoßflächen, also variable Expansion erzielt. Da nun diese Einstellung von  $a$  mit allen Zwischenstellungen innerhalb weitester Grenzen vorkommt, so lässt diese Steuerung, wie die Präzisionssteuerung System „Regnier“ alle gewünschten Füllungsgrade erreichen.

Die Eröffnung der Ausströmventile erfolgt mittels Daumenscheiben (Kammscheiben), welche ebenfalls auf der Steuerwelle

Eig. 239.



Mitnehmer-Bewegung der neueren Sulzer-Ventilsteuerung.

sitzen und durch die mit Rollen anliegenden Lenkstangen  $d$  und zugehörigen Winkelhebel die Ventilspindel heben. Der Ventilschluss erfolgt wieder durch das Eigengewicht des Ventiles und die unten angebrachte Spiralfeder.

Die Ventileröffnung findet also durch Excenterbewegung statt und ergibt demnach entsprechende *Ventileröffnungscurven* (Ventilerhebungscurven) und der Ventilschluss erfolgt um so präziser, je besser die Instandhaltung der Stopfbüchsen und die Einstellung der Lufthähne an den Puffergehäusen ist.

Der Anforderung der Erzielung höherer Umdrehungszahlen der Schwungradwelle, bei welchen starke Stöße zwischen  $a$  und  $k$  eintreten würden, entspricht die *neueren Sulzer-Ventilsteuerung*

(Modell 1878), deren äußere Steuerungstheile in Fig. 238 und 239, Text, dargestellt sind.

Der active Mitnehmer  $k$  ist in dem Hebel  $p$  drehbar gelagert und letzterer hat mit dem Ventilhebel  $a$  eine gemeinschaftliche Drehungsachse. Der Hebel  $p$  erhält durch die Zugstange  $z$  die vom Excenter  $e$  herrührende oscillirende Bewegung und der Mitnehmer  $k$  ist der eine Schenkel eines Winkelhebels, dessen zweiter Arm vermittels des Gestänges und Hebelwerkes  $x r h$  von der Regulatorzugstange verstellt wird, und somit die Verstellung des mit  $p$  schwingenden Mitnehmers  $k$  bewirkt, derart, dass die Arbeitskante des Mitnehmers eine der herzförmigen Curven  $I, II, III$  oder eine dazwischen liegende beschreibt, wie in Fig. 239, Text, gezeichnet. Die Stellung des Mitnehmers  $k$  in Fig. 239, Text, entspricht der Curve  $II$  und es erfolgt der Ventilschluss, sobald die Mitnehmerkante in  $\beta$ , wo die Kreislinie der Anschlagkante geschnitten wird, von der Anschlagfläche des Hebels  $a$  abgelenkt.

Beschreibt die Arbeitskante des Mitnehmers  $k$  die Curve  $I$ , so ergibt sich Vollfüllung und bei Eintritt der Curve  $III$  der Füllungsgrad Null, da  $k$  mit  $a$  gar nicht mehr zusammentrifft.

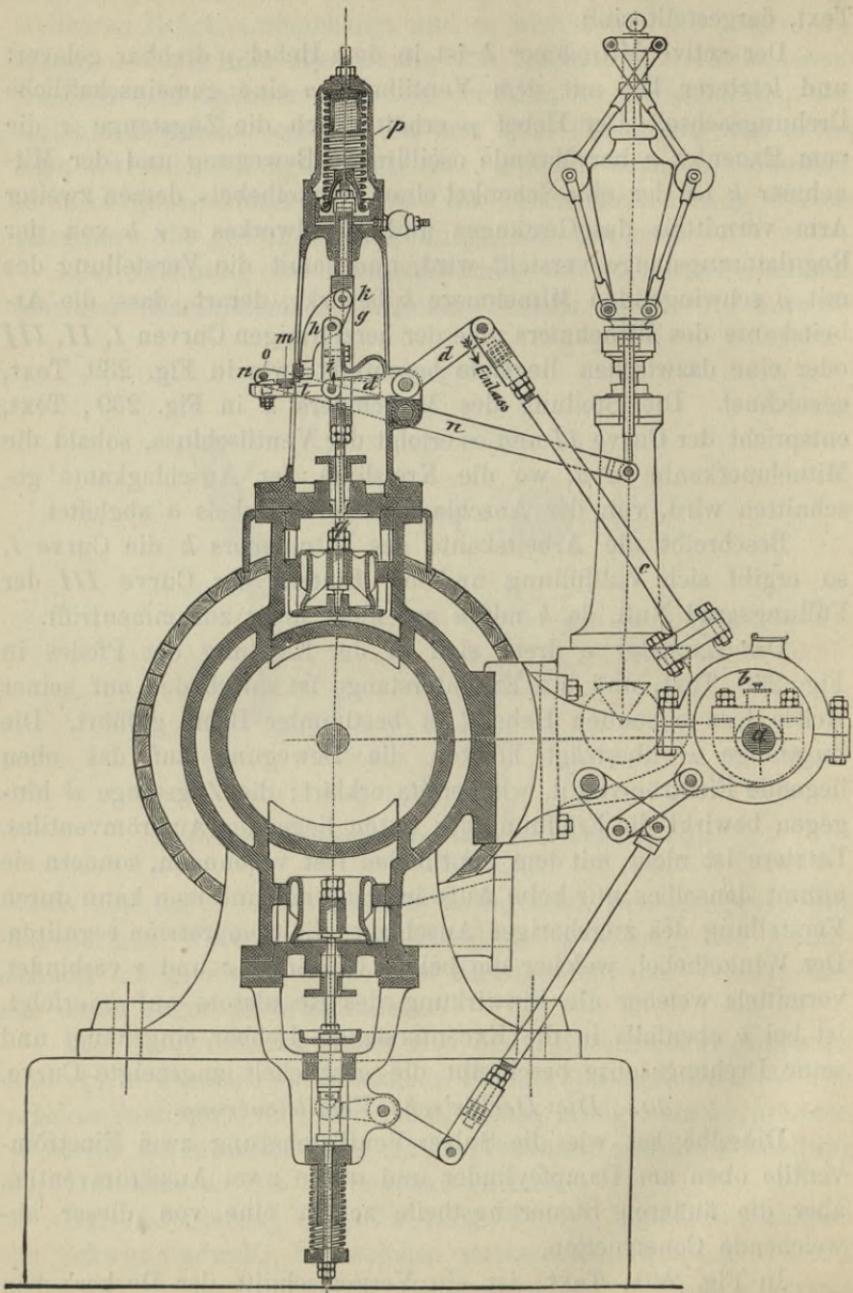
Das Excenter  $e$  dreht sich in der Richtung des Pfeiles in Fig. 238, Text, und die Excenterstange ist durch den auf seiner Achse lose sitzenden Hebel  $l$  in bestimmter Bahn geführt. Die Zugstange  $z$  überträgt hiervon die Bewegung auf das oben liegende Einströmventil, wie bereits erklärt; die Zugstange  $d$  hingegen bewirkt die Eröffnung des unten liegenden Auströmventiles. Letztere ist nicht mit dem Ventilhebel fest verbunden, sondern sie nimmt denselben nur beim Aufwärtsgang mit und man kann durch Verstellung des zugehörigen Anschlages die Compression reguliren. Der Winkelhebel, welcher die beiden Gestänge  $x$  und  $r$  verbindet, vermittels welcher die Einwirkung des Regulators auf  $k$  erfolgt, ist bei  $y$  ebenfalls in die Excenterstange drehbar eingehängt und seine Drehungsachse beschreibt die gestrichelt angezeigte Curve.

#### 10. Die Decker'sche Ventilsteuerung.

Dieselbe hat wie die Sulzer-Ventilsteuerung zwei Einströmventile oben am Dampfcylinder und unten zwei Ausströmventile, aber die äußeren Steuerungstheile zeigen eine von dieser abweichende Construction.

In Fig. 240, Text, ist ein Verticalschnitt der Decker'schen

Fig. 240.



Die Decker'sche Ventilsteuerung,  
nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen.

Ventilsteuerung durch die beiden Ventile an einem Cylinderende gezeichnet.

Die Steuerwelle  $a$  ist parallel zur Cylinderachse gelagert und durch ein Paar Kegelräder mit gleicher Zähnezahle von der Kurbelwelle (Schwungradwelle) in Umdrehung versetzt.

Die Bewegung der Einstromventile geschieht folgendermaßen: Auf der Steuerwelle  $a$  sitzt für jedes Cylinderende ein Excenter  $b$  mit Excenterstange  $c$ , welche in den zugehörigen Ventilhebel  $d$  eingehängt ist. Die durch die Stopfbüchse gehende Ventilschindel  $g$  geht außerhalb derselben in den Rahmen  $g$  über, innerhalb dessen schmalen Schlitz der Hebel  $h$  mittels Charnierbolzen befestigt ist. Der Hebel  $h$  trägt an seinem Ende ein polirtes Stahlplättchen. Die Hebel  $d$  und  $h$  sind miteinander durch eine verticale Lasche  $i$  verbunden, welche am Hebel  $h$  excentrisch so angreift, dass derselbe sich um den Zapfen  $k$  drehend ausweichen würde, während der Hebel  $d$  in der Richtung des Pfeiles (Einlass) sich bewegt, wenn er daran nicht durch das am Hebel  $l$  befestigte Stahlplättchen  $m$  verhindert wäre. Es erhält sonach das Ventil seine Aufwärtsbewegung, welche unterbrochen wird, sobald das Plättchen des Hebels  $h$  von jenem  $m$  am Hebel  $l$  abgleitet, wonach sich  $h$  frei um  $k$  drehen kann und das Ventil durch den Druck der Spiralfeder  $p$  auf seinen Sitz zurückfällt.

Nach einer halben Umdrehung der Steuerwelle  $a$  führen Excenter und Hebel die entgegengesetzte Bewegung aus, bis bei neuem Hubbeginn der Maschine, die Steuerungstheile wieder die in Fig. 240, Text, gezeichnete Stellung einnehmen und ein neues Spiel beginnt.

Der Hebel  $l$  ist außerhalb des Rahmens  $g$  gelagert und der vom Regulator verstellte Hebel  $n$  drückt mit seinem Endzapfen  $o$  auf denselben und verstellt hiermit das Plättchen  $m$  in seiner Höhenlage, wodurch der Füllungsgrad geändert wird.

Die Bewegung des Ausstromventiles erfolgt ebenfalls vom Excenter  $b$  mittels Hebelübersetzung und Gestänge, wie aus Fig. 240, Text, leicht verständlich.

### 11. Die Collmann-Steuerung.

Dieselbe besitzt ebenfalls zwei Einstromventile oben am Cylinder und unten zwei Ausstromventile, die äußeren Steuerungs-

organe bewirken jedoch nicht bloß die Hebung der Einströmventile, sondern sie führen dieselben auch mit bestimmter Geschwindigkeit auf ihre Sitze nieder, so daß Puffer und Lufthähne nicht erforderlich sind.

In Fig. 1 und 2, Taf. XLII, ist die Collmann-Steuerung in ihrer Ausführung für Dampfmaschinen mit gewöhnlicher Kolbengeschwindigkeit, in Fig. 1 bis 3, Taf. XXXVII, hingegen die Collmann-Steuerung in der Ausführung mit Gegenhebeln für Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit dargestellt.

Fig. 2, Taf. XLII, zeigt die Ventilconstruction in größerem Maßstab. Die Sitzflächen sind so geformt, daß sie bei der Ausdehnung des Ventiles und seines Sitzes stets dicht bleiben, indem die untere Sitzfläche eben ist, die Kegelfläche der oberen Sitzfläche aber ihre Spitze in der Ebene der unteren Sitzfläche hat.

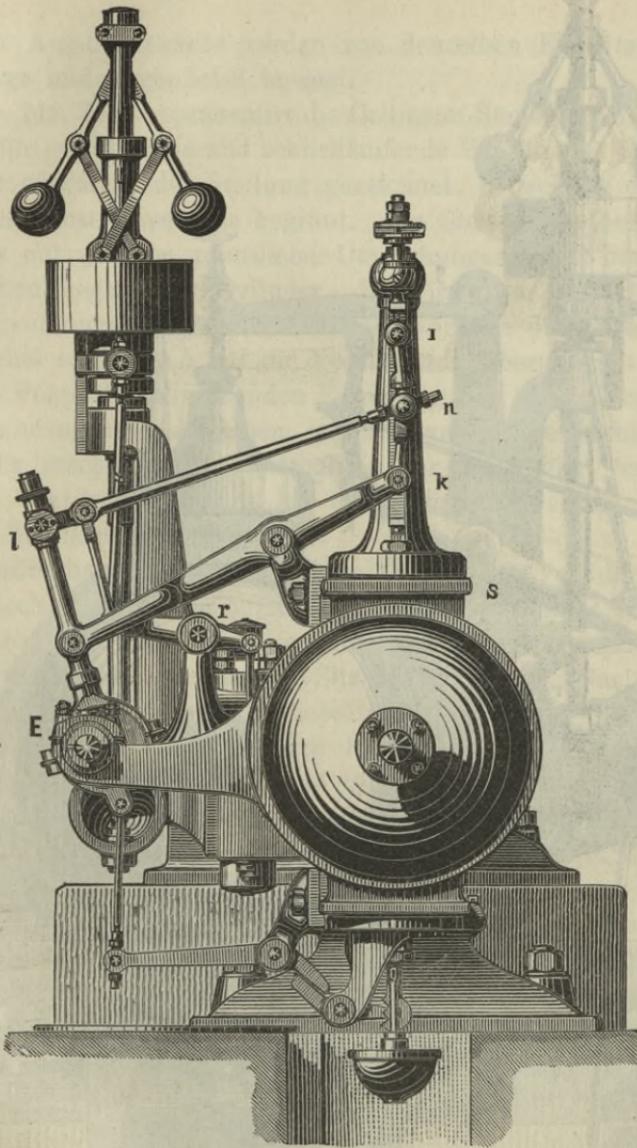
Zur Erklärung des äußeren Steuerungsmechanismus mögen die Fig. 241 und 242, Text, dienen.

Fig. 241, Text, repräsentirt die verbesserte Original-Anordnung der Collmann-Steuerung. Die Steuerung ist in der Stellung gezeichnet, in welcher die Eröffnung des Einströmventiles beginnt. Die beiden Steuerungs-Excenter  $E$  sitzen auf der rotirenden zur Cylinderachse parallel gelagerten Steuerwelle, welche mit gleicher minutlicher Umdrehungszahl wie die Schwungradwelle sich oben gegen den Cylinder dreht. Die oben cylindrisch abgedrehten Excenterstangen tragen Hülsen  $l$ , welche darauf gleiten, und erhalten durch den andererseits bei  $k$  eingelenkten Doppelhebel bestimmte Führung. Die Drehungsachse des letzteren liegt in feststehenden Lagern und erfolgt durch diesen Hebel die Bewegungsübertragung auf  $k$  zur Ventilerhebung.

Die Hülse  $l$  befindet sich an dem einen Ende der Lenkstange  $ln$  und kann durch die in der Nähe von  $l$  angreifende zweite Lenkstange vom Regulatorhebel höher oder tiefer eingestellt werden.

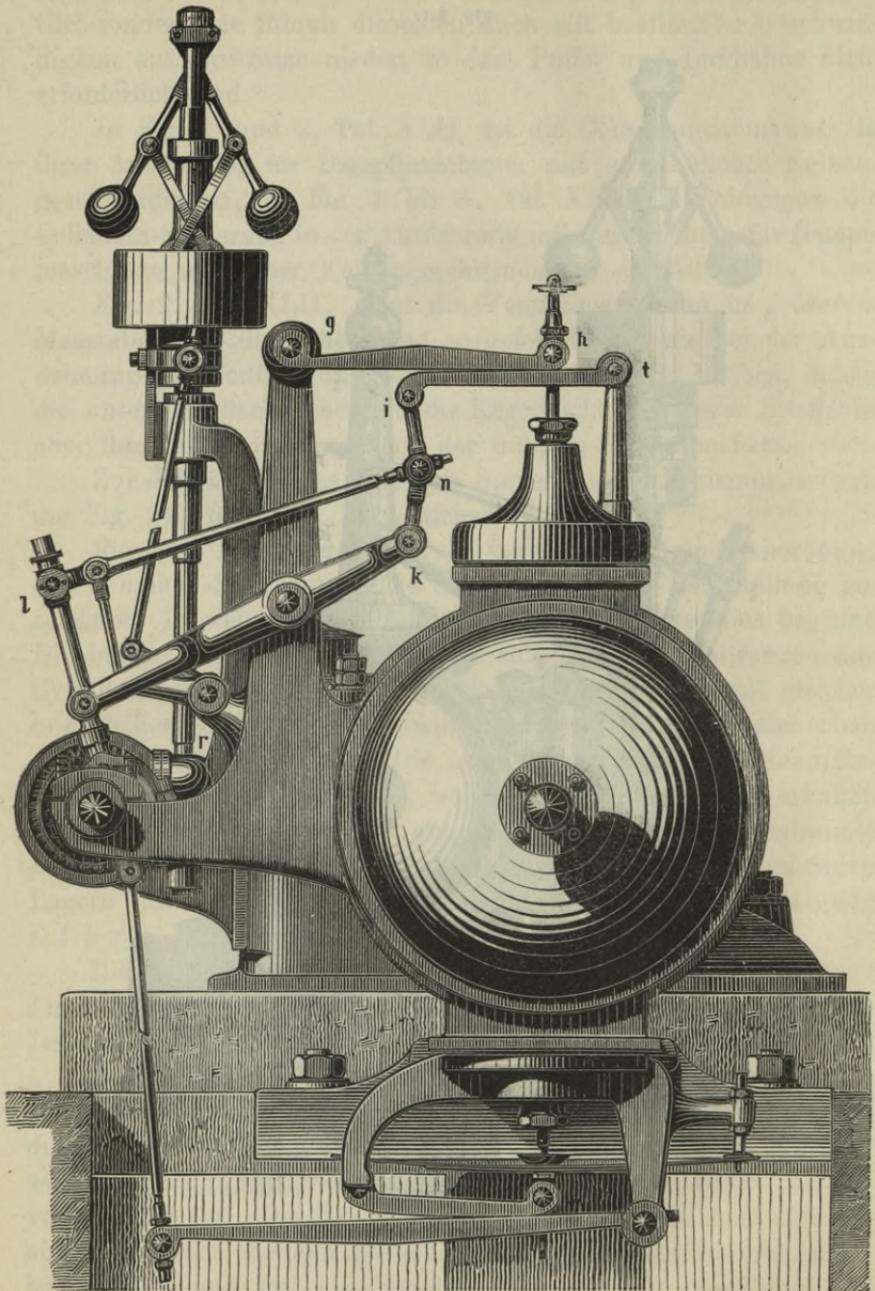
Durch den Kniehebel  $kni$  wird die constante Bewegung von  $k$ , sowie die vom Regulator aus veränderliche, das Kniegelenk durchbiegende Bewegung der Hülse  $l$  im Gelenk  $i$  zur Ventilbewegung vereinigt, derart, daß der Füllungsgrad von 0 bis 0,9 veränderlich ist. Der Kniehebelarm  $ni$  besteht aus zwei sich ineinander verschiebenden Theilen, welche mit Pufferscheiben aneinanderstoßen und frei auseinander gehen, sobald das Ventil am

Fig. 241.



Collmann-Steuerung.

Fig. 242



Collmann-Steuerung mit Gegenhebeln.

Sitz aufliegt. So lange dies nicht erfolgt ist, bewirkt die oben über beide Ventile gespannte Plattenfeder die Anlage der Pufferflächen.

Die Ausströmventile werden von denselben Excentern durch Zugstange und Gegenhebel bewegt.

Fig. 242, Text, repräsentirt die Collmann-Steuerung mit Gegenhebeln für gewöhnliche und schnelllaufende Maschinen. Die Steuerung ist wieder in der Stellung gezeichnet, in welcher die Eröffnung des Einströmventiles beginnt. Die Steuerwelle bewegt sich ebenfalls mit gleicher minutlicher Umdrehungszahl wie die Kurbelwelle oben gegen den Cylinder. Es wird aber die Bewegung nicht direct durch den Kniehebel *kni*, sondern durch die beiden Gegenhebel *it* und *gh* auf die Ventilspindel übertragen. Hierbei rückt in Folge der abwälzenden Bewegung der beiden Gegenhebel die Berührungslinie derselben gegen *i* vor und es erfolgt somit eine sehr rasche und im Verhältnis zur Bewegung von *i* vergrößerte Ventilerhebung und bei umgekehrter Bewegung ein sehr rascher Ventilschluss.

Unmittelbar vor dem Ventilschluss ( $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  mm vor dem Schluss) wird jedoch in Folge der entgegengesetzten Abwälzung der beiden Gegenhebel und der Verlegung ihres Berührungspunktes nach *h*, das Ventil langsam auf seinen Sitz niedergeführt. Nach Ventilschluss bewegt sich der Gegenhebel *it* frei weiter.

Die Ausströmventile werden hierbei wieder von denselben Excentern durch Zugstangen und Gegenhebel bewegt.

**5. Herstellung der Dampfmaschinen.** Mit Ausnahme weniger Theile, wozu insbesondere das Maschinenbett, der Dampfcylinder mit den Dampfcanälen und die inneren Steuerungsorgane zu zählen sind, ist die Herstellung sämtlicher Bestandtheile der Dampfmaschine Gegenstand der „*Maschinenelemente*“, daher als bekannt vorauszusetzen. Hinsichtlich der Dampfcanäle im Cylinder ist bei Schiebersteuerungen darauf zu achten, dass selbe im Schieber Spiegel genau die vorgeschriebenen Maße erhalten und sind sie deshalb an ihrer Mündung mit Passleisten versehen.

Von größter Wichtigkeit für den stetigen dichten Abschluss ist es, dass die Schieberflächen die Auflagenflächen am Schieber Spiegel überschieben, damit durch Abnutzung kein *Einlaufen*, sondern ein gleichmäßiges *Ablaufen* eintritt. Dasselbe gilt von

der Bohrung des Dampfzylinders, welche an den Cylinderenden erweitert sein soll, damit die Kolbenringe am Hubende die Cylinderfläche überschieben. Auch die Gleitflächen des Kreuzkopfes sollen am Hubende die Laufflächen der Geradföhrung überschieben, damit kein Einlaufen stattfindet und mithin beim Nachziehen der Keile in den Leitstangenlagern etc. kein Bewegungshindernis entsteht.

Die ältere Montirung des Cylinders auf dem rahmenförmigen Bett, erfordert das Hobeln desselben und der Geradföhrung und bei der Montirung sind alle Theile sorgfältigst zusammenzupassen, damit die Cylinderachse und die Achse der Geradföhrung zusammenfallen, sowie endlich, dass letztere die geometrische Achse der Kurbelwelle schneidet und zu ihr senkrecht steht.

Die neuere Montirung des Cylinders mit der abgedrehten Stirnseite gegen die ebenfalls abgedrehte und ausgebohrte Stirnseite des bajonettförmigen Bettbalkens, und mit cylindrisch ausgebohrter Geradföhrung für den Kreuzkopf erleichtert die Montirungsarbeit ganz wesentlich indem sie zugleich die Garantie für die Erzielung größerer Genauigkeit in sich schließt. Es fallen hierbei die Achse des Cylinders und der Geradföhrung ohne weiters zusammen, und ist nur beim *Anreißen* für das Ausbohren der Geradföhrung und des Kurbelwellenlagers dafür zu sorgen, dass die beiden Achsen sich schneiden und zu einander senkrecht stehen.

Die in neuerer Zeit gewöhnlich gebräuchlichen horizontalen Dampfmaschinen bedingen bei der Montirung eine genaue Horizontalstellung der beiden sich im rechten Winkel schneidenden Achsen, nämlich jener des Cylinders und des Kurbelwellenlagers, welche durch Anwendung einer genau adjustirten Wasserwaage einzustellen ist.

Beim Einbringen schwerer Fundamentschrauben ist dafür zu sorgen, dass selbe nicht zu tief in den Anker canal hinabfallen, weil selbe sich leicht schief einstellen und dann nur mit Beschädigung des Gewindes wieder aufzuziehen sind.

Zum Horizontalstellen auf dem Fundament dienen schmiedeiserne Keile.

Nach der Horizontalstellung erfolgt das Festschrauben und hierauf das Untergießen mit *Cement*.

Das Fundament wird entweder aus Sandstein-Quadern und Ziegelmauerwerk oder aus Ziegelmauerwerk allein hergestellt und letzteres stets mit *Cement* gemauert.

Beim Aufmauern des Fundamentes dienen Chablonen aus Latten und Brettern zusammengenagelt und Standsäulen (Steher) zur richtigen Aussparung der Löcher für die Fundamentschrauben.

**6. Anforderungen des Betriebes.** Der ökonomische Dampftrieb erfordert einen möglichst geringen Dampfverbrauch pro Stunde und indicirte Pferdekraft und somit zur Ermittlung desselben häufige Abnahme von Indicator-Diagrammen, bei gleichzeitiger Wasserverdampfungsbestimmung im zugehörigen Dampfkessel.\*) Die Indicator-Diagramme werden überdies Aufschluss geben über den jeweiligen Zustand der Steuerung und sind deshalb regelmäßig in bestimmten Zeiträumen abzunehmen, zu prüfen und geordnet aufzubewahren.

Zur Erkennung des Vacuums bei Condensationsmaschinen soll das Vacuummeter im Maschinenhause leicht sichtbar angebracht und zweckmäßig daneben auch ein Barometer vorhanden sein.

Besondere Aufmerksamkeit ist den *Schmiermitteln* zuzuwenden, damit diese in ihrer Qualität den an sie gestellten jeweiligen Anforderungen entsprechen und werden zu ihrer Prüfung zweck-

---

\*) Als besondere Anhaltspunkte zur Beurtheilung der Größe des Dampfverbrauches kann Folgendes dienen:

Bei der eincylindrigen 1880 von Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt (gegenwärtig: Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt) gelieferten *Condensationsdampfmaschine* mit der Decker'schen Ventilsteuerung, von 200 indicirten Pferdekraften, in der Baumwollspinnerei von *Josef Riedel in Wurxelsdorf in Böhmen*, ergab sich bei genauen, Ende August 1880 vorgenommenen Messungen, bei welchen der Verfasser als Sachverständiger fungirte, ein *Dampfverbrauch* von 8,5 kg pro Stunde und indicirte Pferdekraft.

Diese Dampfmaschine wurde seither durch das Hinzufügen des großen Cylinders zu einer *Compound-Maschine* ausgebildet.

Die besten Resultate ergeben für größere Anlagen die Compound-Maschinen.

Die *Maschinenfabrik Augsburg* in Augsburg weist bei ihren Compound-Maschinen einen Dampfverbrauch von 6,618 kg pro Stunde und Pferdekraft auf.

Maschinen gewöhnlicher Art erfordern 15 bis 20 und kleine Voll-druckmaschinen bis 30 kg Dampf pro Stunde und Pferdekraft.

mäßig *Oelprobirapparate* (Oelprüfungsmaschinen) anzuwenden sein, deren es gegenwärtig bereits eine größere Anzahl verschiedener Constructionen gibt.

Die Instandhaltung der *Stopfbüchsen* erfordert die Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit des Maschinenwärters und es hängt hiervon der dauernd gute Zustand der Kolbenstangen und bei den Präcisionssteuerungen mit freiem Schluss der präzise Schluss der Einströmungscanäle und der gute Zustand der Ventilsitzflächen ab.

Stellen sich Reparaturen als erforderlich heraus, so ist für deren rechtzeitige Ausführung vorzusorgen.

In größeren Industrieetablissements obliegt hiefür die Obsorge der Reparaturwerkstätte und ihrem Leiter. In kleineren Fabriken hat auch der Maschinenwärter kleinere Reparaturen auszuführen und ist es deshalb erforderlich, dass der Maschinenwärter selbst des Schlosserhandwerkes kundig sei und die erforderlichen Werkzeuge zur Hand habe.\*)

---

## VI. DIE DAMPFHEIZUNG.

**1. Zweck und Arten der Dampfheizung.** Die Dampfheizung im engeren Sinne dient zur Beheizung von Localen durch den in Rohren hindurchgeleiteten Dampf, welcher seine Wärme zum größeren Theil durch Ausstrahlung an der Oberfläche der Rohre abgibt. Der zur Verwendung kommende Dampf ist entweder der schon in der Dampfmaschine ausgenützte Auspuffdampf oder frischer Kesseldampf.

**2. Haupttheile der Dampfheizung.** Steht die Dampfheizung nicht mit einer Maschinenanlage in Verbindung, so ist auch der erforderliche Dampfkessel ein Haupttheil der Dampfheizung, andernfalls ist dieser für den Maschinenbetrieb ohnedies vorhanden.

Die Dampfrohrlleitung zu dem zu heizenden Locale soll wie jene vom Kessel zur Dampfmaschine gegen Wärmeausstrahlung

---

\*) Siehe hierüber auch des Verfassers Special-Werk: Leitfaden des Dampfbetriebes. 2. Aufl. Reichenberg 1884.

möglichst geschützt sein. In dem zu heizenden Locale aber soll die Ausstrahlungsfläche eine möglichst große sein und verwendet man dort als Heizrohre entweder dünnwandige schmiedeiserne Rohre (bei kleinerem Durchmesser gezogene und bei größerem Durchmesser genietet und hartgelöthete) oder Kupferrohre oder sogenannte Rippenheizkörper aus Gusseisen.

Zum Absperrn der Rohrleitung vom Dampfkessel oder in einzelnen Räumen dienen *Dampfabsperrentile* und zur Ableitung des Condensationswassers aus der Heizrohrleitung *Condensationswasser-Ableiter*, welche gegenwärtig in mannigfaltigen Formen vorkommen. Um die Heizrohrleitung gegen das Eindringen durch den äußeren Luftdruck zu sichern, kommen *Luftventile* zur Anwendung, welche sich nach innen öffnen und den Lufttritt in die Rohrleitung bewerkstelligen, wenn durch Condensation der Druck in der Rohrleitung unter den äußeren Luftdruck sinkt.

Bei langen Rohrleitungen müssen *Compensations-Vorrichtungen* vorhanden sein, welche die Ausdehnung und Zusammenziehung der Rohrleitung gestatten um das Undichtwerden der Flanschenverbindungen hintanzuhalten.

Soll der dem Dampfkessel entnommene Dampf nur mit bestimmtem Druck, also mit bestimmter Temperatur in den Heizraum gelangen, so muss ein *Dampfdruck-Reducirventil* angewendet werden.\*)

**3. Dimensionsbestimmung.** Nach *Weisbach* kann man annehmen, dass unter gewöhnlichen Verhältnissen auf 1 <sup>qm</sup> Oberfläche eines eisernen oder kupfernen Heizrohres stündlich 1,75 kg Dampf condensirt werden und dass 1 <sup>qm</sup> Rohrfläche hinreicht, um einen Raum von 60 bis 100 <sup>kbm</sup> zu heizen.

Bezeichnet nun allgemein

$Q$  den Rauminhalt des zu heizenden Locales in Kubikmeter,  
 $q$  den Rauminhalt in Kubikmeter, welcher zur Heizung 1 <sup>qm</sup> Rohroberfläche erfordert,  
 $F$  die Oberfläche der erforderlichen Heizrohre in Quadratmeter,  
 $s$  die pro 1 <sup>qm</sup> Rohrfläche stündlich condensirte Dampfmenge in Kilogramm,

\*) Die gebräuchlichsten Dampfdruck-Reducirventile sind in des Verfassers Special-Werke: Leitfaden des Dampfbetriebes 2. Aufl. Reichenberg 1884 abgebildet und beschrieben.

$S$  die pro Stunde zur Heizung erforderliche totale Dampfmenge in Kilogramm,

so ist

$$S = F \cdot s \quad \dots \dots \dots (454)$$

$$F = \frac{Q}{q} \quad \dots \dots \dots (455)$$

und nach vorstehenden Angaben

$$s = 1,75 \quad \dots \dots \dots (456)$$

$$q = 60 \text{ bis } 100 \quad \dots \dots \dots (457)$$

1. *Beispiel.* Ein Raum von 3 m Höhe, 7,8 m Länge und 7,8 m Breite soll mit Dampfheizung versehen werden. Wie groß ist die erforderliche Oberfläche der Heizrohre und wie groß die zur Heizung pro Stunde erforderliche totale Dampfmenge?

Nimmt man nach Gl. (456 und (457

$$s = 1,75$$

$$q = 60$$

so erhält man, weil der Rauminhalt

$$Q = 3 \cdot 7,8 \cdot 7,8 = 182,52 \text{ km}^3$$

beträgt, nach Gl. (455 die erforderliche Oberfläche der Heizrohre

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{182,52}{60} = 3,042 \text{ qm}$$

und hiermit nach Gl. (454 die pro Stunde erforderliche totale Dampfmenge

$$S = F \cdot s = 3,042 \cdot 1,75 = 5,3235 \sim 5,33 \text{ kg}$$

2. *Beispiel.* Die vorstehend berechnete Heizung soll mit schmiedeisernen Rohren von 130 mm Durchmesser ausgeführt werden. Wie lang muss die Rohrleitung sein?

Es ist der Durchmesser der Rohrleitung

$$D = 0,130 \text{ m}$$

und somit der Umfang derselben

$$U = \pi \cdot D = 3,142 \cdot 0,130 = 0,409 \text{ m}$$

daher die Länge  $L$  der erforderlichen Rohrleitung

$$L = \frac{F}{U} = \frac{F}{\pi \cdot D} = \frac{3,042}{0,409} = 7,44 \sim 7,5 \text{ m}$$

4. **Herstellung der Dampfheizung.** Die schmiedeisernen Heizrohre werden von den Röhrenwalzwerken oder von Fabriken, welche genietete und hart gelöthete Rohre erzeugen in bestimmten Baulängen bezogen. Kupferrohre werden nach Erfordernis vom Kupferschmied angefertigt. Gusseiserne Rippenheizkörper werden von den zu ihrer Erzeugung eingerichteten Eisengießereien nach vorhandenen Modellen geliefert.

Die Rohre werden so montirt, dass sie ein Gefälle nach dem

Condensationswasserableiter hin erhalten und somit das Condensationswasser in der Richtung der Dampfströmung abfließt.

Die Rohre werden gewöhnlich in etwas über Kopfhöhe angebracht und auf Bandeisenlaschen frei beweglich aufgehängt. Die Verbindung der einzelnen Rohrstücke untereinander erfolgt durch Flantschenverschraubung.

Zur Absperrung einzelner Rohrstränge und zur Regulirung der Heizung werden an passenden Stellen Absperrventile entsprechender Größe eingeschaltet.

---

## VII. DIE WASSERMOTOREN MIT HIN- UND HERGEHENDEM KOLBEN (WASSERDRUCKMASCHINEN).

**1. Zweck und Arten der Wassermotoren mit hin- und hergehendem Kolben (Wasserdruckmaschinen).** Zur Ausnützung kleiner Wasserkräfte mit hohem Wasserdruck in Bergwerken und in großen Städten mit Hochdruckwasserleitungen kommen in neuerer Zeit Wassermotoren mit hin- und hergehenden Kolben in Anwendung, welche gewöhnlich kurzweg *Wassermotoren* oder *Wasserdruckmaschinen* genannt werden. Dieselben dienen in Bergwerken als Fördermaschinen und zum Pumpenbetrieb, in Städten zumeist zum Betrieb von Personen-Aufzügen in Hôtels und großen Zinshäusern. Im Hinblick darauf, dass durch dieselben auch die in den Hochdruckwasserleitungen verfügbaren Wasserkräfte für das Kleingewerbe nutzbar gemacht werden können, zählt man solche Wassermotoren auch zu den *Motoren für das Kleingewerbe*.

Die gebräuchlichsten Arten derselben sind: *der Schmid'sche Wassermotor* von A. Schmid, Ingenieur in Zürich und *der Mayer'sche Wassermotor* von Ph. Mayer, Civil-Ingenieur in Wien.\*)

---

\*) Eine besondere Art solcher Wassermotoren ist zur Ausnützung der im Gebirge, insbesondere in den Bergwerken vorhandenen natürlichen Wasserkräfte unter dem Namen *Wassersäulenmaschinen* in Anwendung und die oben in Rede stehenden kleinen Wassermotoren welche von Druckwasserleitungen gespeist werden, heissen deshalb auch *Wasserdruckmaschinen*. Die Wassermotoren von Ph. Mayer sind übrigens auch in Bergwerken in Anwendung gebracht zur Ausnützung natürlicher Wasserkräfte.

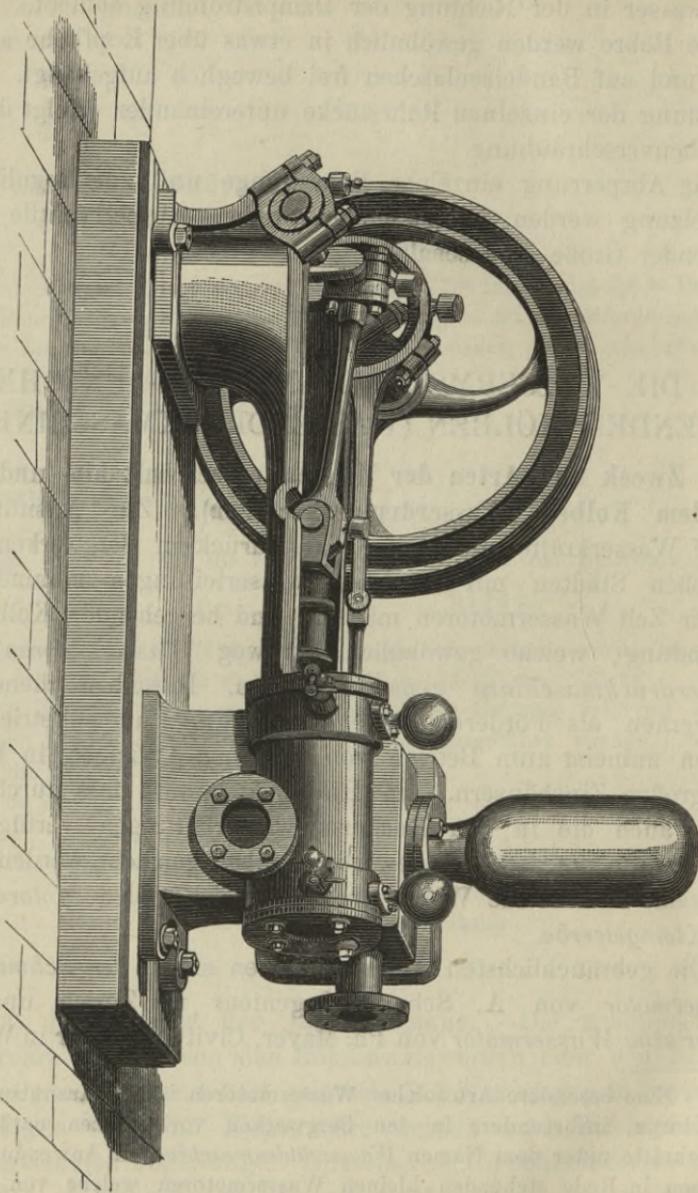
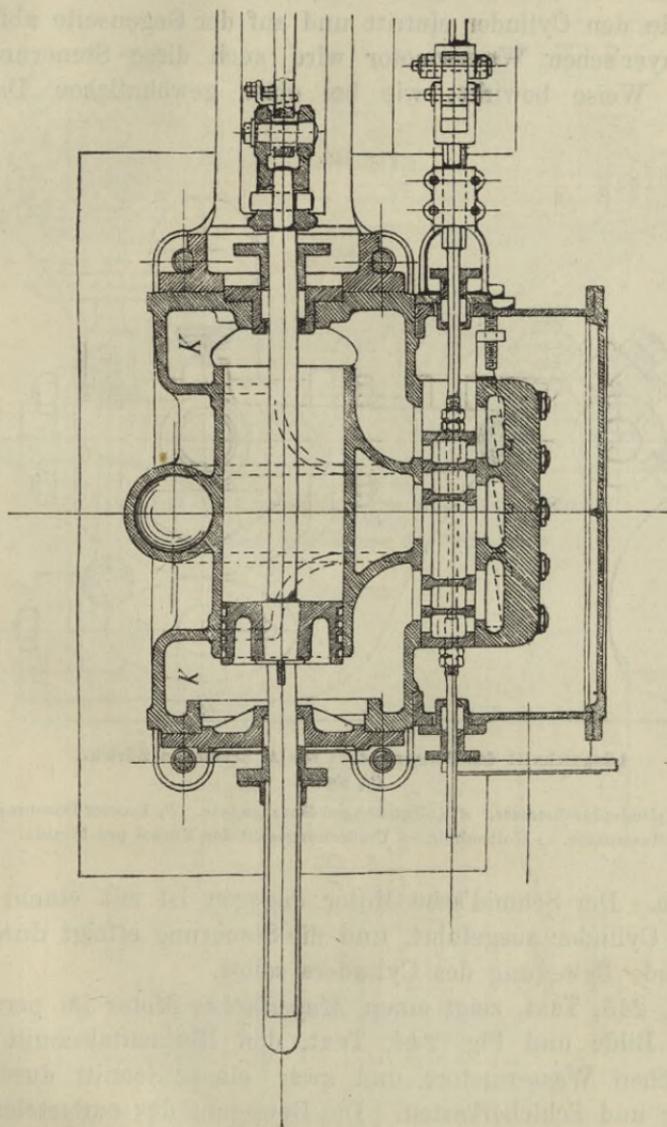


Fig. 243.

Mayer'scher Wassermotor.

2. Haupttheile der Wasserdruckmaschinen. Diese Motoren haben im Allgemeinen dieselben Haupttheile wie eine horizontale

Fig. 244.

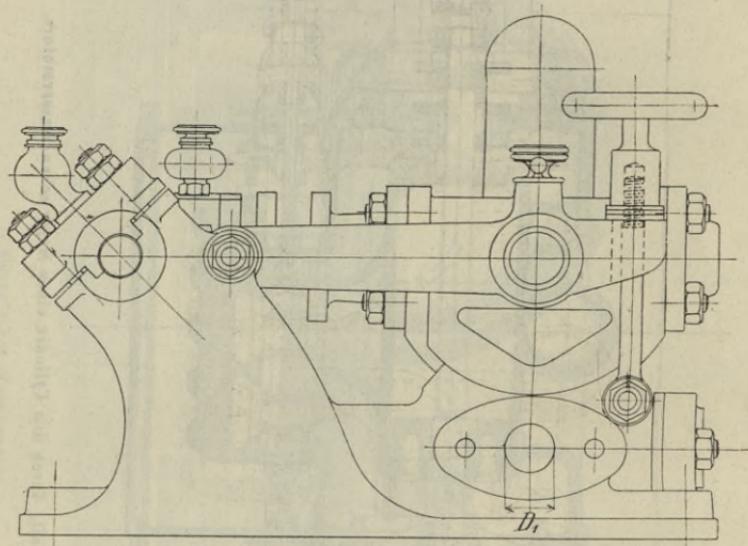


Horizontaler Mittelschnitt durch den Cylinder eines Mayer'schen Wassermotors.

Dampfmaschine, und die abweichenden Detailconstructions sind dadurch begründet, dass hier der Wasserdruck an die Stelle des

bei jenen vorhandenen Dampfdruckes tritt und somit die Steuerung für die Wasservertheilung im Cylinder zu bewirken hat, derart, dass das Druckwasser abwechselnd zu beiden Seiten des Kolbens in den Cylinder eintritt und auf der Gegenseite abfließt. Beim Mayer'schen Wassermotor wird auch diese Steuerung in ähnlicher Weise bewirkt, wie bei einer gewöhnlichen Dampf-

Fig. 245.



Längsschnitt des Wassermotors von A. Schmid in Zürich.

(1/4 Ng.)

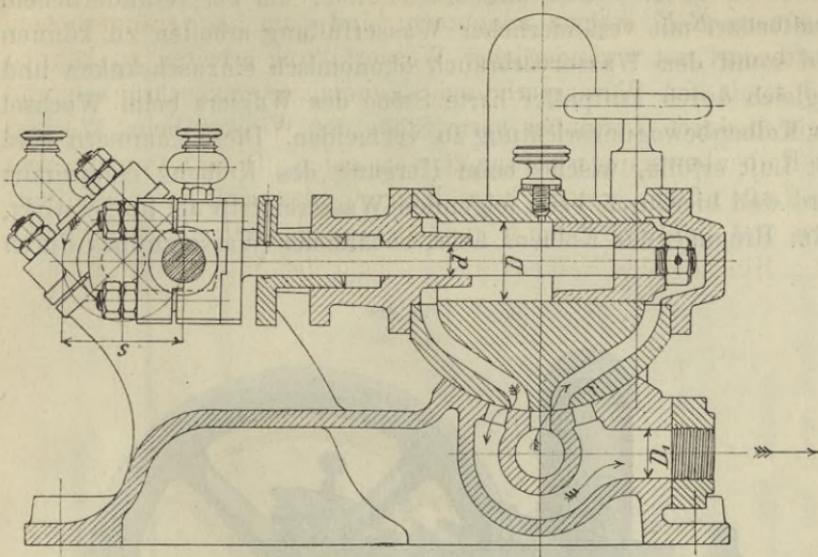
$D$  Innerer Cylinderdurchmesser.  $d$  Kolbenstangen-Durchmesser.  $D_1$  Innerer Durchmesser des Abflussrohres.  $s$  Kolbenhub.  $n$  Umdrehungszahl der Kurbel pro Minute.

maschine. Der Schmid'sche Motor dagegen ist mit einem oscillirenden Cylinder ausgeführt, und die Steuerung erfolgt durch die oscillirende Bewegung des Cylinders selbst.

Fig. 243, Text, zeigt einen Mayer'schen Motor im perspectivischen Bilde und Fig. 244, Text, den Horizontalschnitt eines Mayer'schen Wassermotors und zwar einen Schnitt durch den Cylinder und Schieberkasten. Die Bewegung des entlasteten Vertheilungsschiebers erfolgt mittels Excenter.

Der Mayer'sche Motor hat, wie in Fig. 244, Text, ersichtlich, an beiden Cylinderenden zwischen dem Kolben und Cylinderdeckel

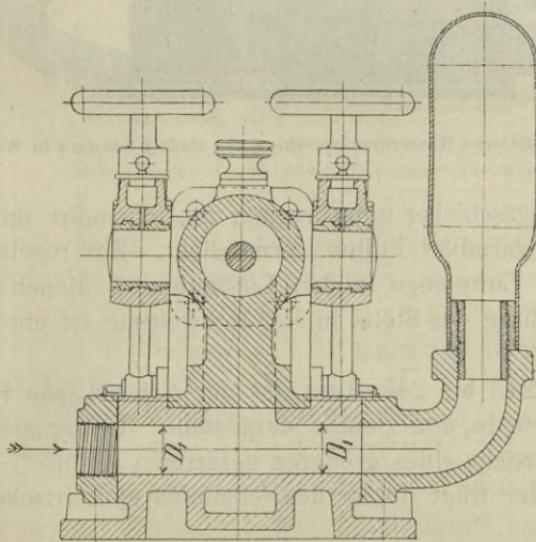
Fig 246.



Ansicht des Wassermotors von A. Schmid in Zürich.

*(1/4 Ng.)* $D_1$  Innerer Durchmesser des Druckrohres.

Fig. 247.

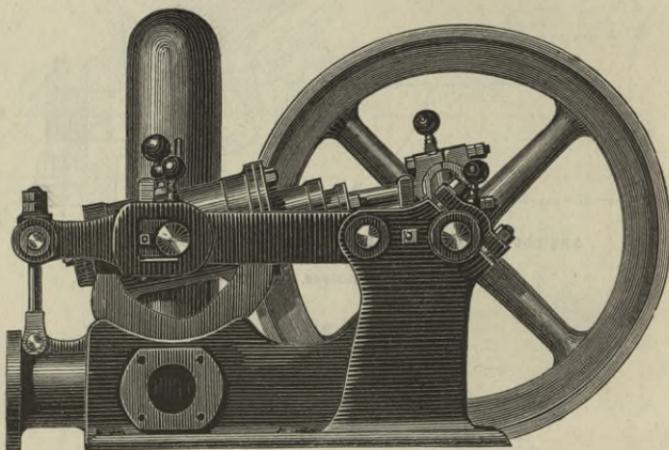


Querschnitt des Wassermotors von A. Schmid in Zürich.

*(1/4 Ng.)* $D_1$  Innerer Durchmesser des Druckrohres.

Kammern *KK*, welche angebracht sind, um bei veränderlichem Kraftbedarf mit veränderlicher Wasserfüllung arbeiten zu können und somit den Wasserverbrauch ökonomisch einzuschränken und zugleich durch Luftpuffer harte Stöße des Wassers beim Wechsel der Kolbenbewegungsrichtung zu vermeiden. Diese Kammern sind mit Luft erfüllt, welche beim Hergang des Kolbens comprimirt wird und hierdurch beim folgenden Wassereintritt als Puffer wirkt, beim Hingang des Kolbens aber, sobald der Wasserzufluss durch

Fig. 248



Schmid'sche Wasserdruckmaschine von Rudolf Schwarz in Wien.

den Steuerungsschieber unterbrochen ist, expandirt und somit die Anwendung variabler Füllung ermöglicht. Zur regelmäßigen Ergänzung der Luftmenge in den Luftkammern dienen Luftventile. Zur Vermeidung der Stöße in der Rohrleitung ist ein Windkessel vorhanden.

In Fig. 245 bis 247, Text, ist der *Schmid'sche Wassermotor* kleinster Sorte in den Details dargestellt. Ferner zeigt Fig. 248, Text, die Ansicht eines größeren derartigen Motors.\*) Der oscillierende Cylinder trägt unten den ebenfalls cylindrischen Schieber-

\*) Die nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen, nach welchen diese Wassermotoren von Rudolf Schwarz in Wien geliefert werden.

Tabelle der Wasserdruckmaschinen.  
(Nach Fig. 248, Text.)

Nummer	Dimension des Cylinders		Umdrehungszahl per Min.		Wasser- menge		per 1 Umdrehung		Liter		Leistungen als Motoren in effectiven Pferdekraften per 1 Cylinder bei Gefällen von Metern:							Raumbedarf			Schwung- rad		Rohrleitung		des Austr.		Liter
	Durch- messer	Höhe	mm	mm	per Minute	als Motor	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	Länge	Breite	Höhe	Durch- messer	Breite	des Rlntr.	mm	des Austr.	mm	
0	40	60	150	0,155	23	0,05	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,25	0,3	0,34	0,38	0,45	0,38	400	300	300	300	50	20	30	20	30	20
1	50	60	150	0,275	40	0,1	0,13	0,19	0,25	0,32	0,38	0,44	0,5	0,59	0,68	0,75	0,68	500	400	400	375	50	25	40	25	35	35
2	60	80	125	0,53	65	0,16	0,22	0,34	0,44	0,55	0,68	0,78	0,9	1,0	1,1	1,35	1,1	700	600	600	470	60	30	45	30	45	55
4	80	100	100	1,05	105	0,25	0,35	0,52	0,7	0,87	1,05	1,22	1,4	1,57	1,74	2,1	1,74	800	700	700	575	70	40	50	40	50	85
6	100	140	80	2,3	185	0,45	0,62	0,92	1,24	1,55	1,85	2,16	2,5	2,8	3,1	3,75	3,1	950	850	850	675	80	50	65	50	65	150
7	110	140	80	2,75	220	0,55	0,73	1,1	1,45	1,85	2,2	2,56	2,9	3,3	3,7	4,4	3,7	950	850	850	675	80	50	65	50	65	180
9	140	175	70	5,7	400	1,0	1,32	2,0	2,65	3,4	4,0	4,65	5,3	6,0	6,7	8,0	6,7	1300	1200	1200	940	155	75	100	75	100	325
12	200	250	55	16,6	830	2,1	2,75	4,2	5,5	6,9	8,4	9,7	11,0	12,4	13,8	16,8	13,8	1750	1600	1550	1250	200	100	125	100	125	750
13	250	310	50	32,5	1625	4,0	5,4	8,0	10,8	13,5	16,0	18,8	21,5	24,0	27,0	32,0	32,0	2050	1800	1750	1500	250	125	175	125	175	1330
14	275	340	45	43,3	1950	4,8	6,5	9,75	13,0	16,2	19,5	22,75	26,0	29,2	32,5	39,0	39,0	2200	1900	1850	1700	275	150	200	150	200	1600

Durch Erhöhung der Tourenzahl lässt sich die Leistung bis 30% erhöhen.

Die Lieferung als Motor erfolgt mit einem Schwungrad und einem Windkessel aus Kupfer. Für Pumpen wird eventuell noch ein Saugwindkessel erforderlich.

spiegel und gleitet auf der cylindrisch aufgepassten Bettfläche, in welcher die Canäle für den Wasserzufluss und Abfluss ausmünden. Zur Verbindung der Lager der Schildzapfen des Cylinders mit den Kurbelwellenlagern dienen zwei Laschen, welche an den äußeren Enden gegabelt sind und durch in die Gabeln eingreifende Zugstangen mit Federunterlagen den dichten Schluss der Schieber-spiegelflächen erzielen lassen. Zur Vermeidung harter Stöße in der Rohrleitung ist wieder ein Windkessel am Ende des Druckrohres an der Maschine angebracht. Die Kraftübertragung erfolgt von der gekröpften Kurbelwelle mittels Riemenscheibe oder Schnurscheibe, wenn die Maschine als Motor für das Kleingewerbe verwendet wird.

Zur Beurtheilung der Leistungsfähigkeit dieser Motoren bedient man sich am zweckmäßigsten des Indicators wie bei Dampfmaschinen.

---

## VIII. DIE GASMOTOREN.

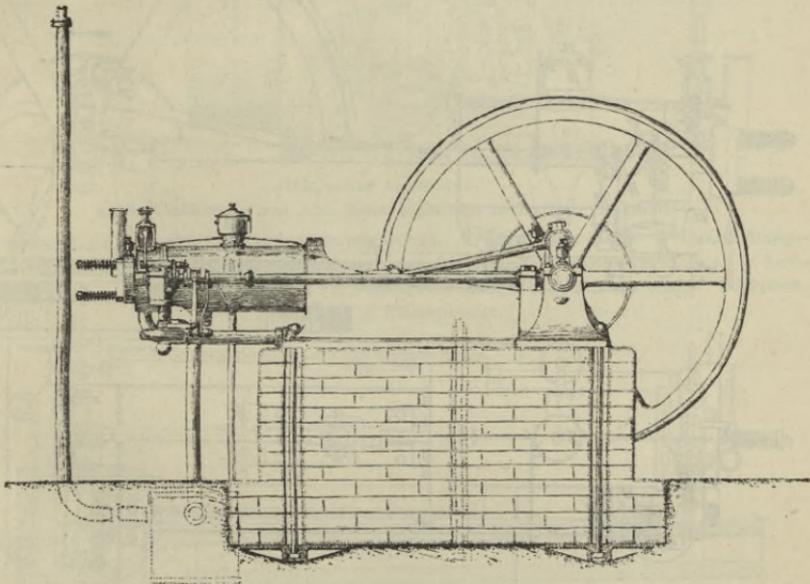
**1. Zweck und Arten der Gasmotoren.** Die Gasmotoren dienen vor Allem als *Motoren für das Kleingewerbe*, indem dieselben überall leicht anzuwenden sind, wo Gas zu haben ist, indem sie ferner jederzeit nach dem Anzünden der Gasflammen sofort in Gang gesetzt und nach Belieben wieder abgestellt werden können und während des Ganges gar keine Bedienung (Wartung) erfordern,

---

Diese Maschine, auch *hydraulischer Motor* oder hydraulische Pumpe genannt, eignet sich vorzüglich dazu, Wasserkräfte mit hohem Gefälle und verhältnismäßig kleiner Wassermenge mit größtmöglichstem Nutzeffecte zu industriellen Zwecken zu verwenden. Dieselbe kann überall, wo nur irgend eine künstliche oder natürliche Wasserdrucksäule von 10 m zur Verfügung steht, Anwendung finden. In Städten, wo Hochdruck-Wasserleitungen, auf dem Lande, wo natürliches Gefälle und kleine Wassermengen zu Gebote stehen, eignet sie sich vorzüglich zu industriellen und landwirthschaftlichen Zwecken. Als Pumpe leistet sie besonders gute Dienste zur Hochförderung dickflüssiger Substanzen in Bierbrauereien, Zuckerfabriken, Papierfabriken etc.

wenn vom Einölen der bewegten Theile abgesehen wird. Diese außerordentlich günstigen Bedingungen des Betriebes der Gasmotoren lassen dieselben aber auch für größere Leistungen von kurzer Dauer und insbesondere als Betriebsmaschine für die Zwecke der elektrischen Beleuchtung sehr verwendbar erscheinen, und finden diese Motoren thatsächlich hiefür immer mehr Anwendung.

Fig. 249.



**Zweipferdiger Otto'scher Gasmotor**  
nach Ausführung von Ant. Fetu & Delière in Lüttich (Belgien).

Die gebräuchlichsten Arten derselben sind die neueren Otto'schen Gasmotoren mit liegendem Cylinder und Kurbelgetriebe wie bei einer horizontalen Dampfmaschine.

**2. Haupttheile der neueren Otto'schen Gasmotoren.** Diese Motoren weisen im Kurbelgetriebe dieselben Haupttheile auf wie die Dampfmaschine, von welcher sie sich wesentlich nur durch die Art der Steuerung unterscheiden, welche die Einleitung von Gas und Luft in bestimmtem Verhältnisse in den Cylinder, die Entzündung dieses Gemisches und die Ableitung der Verbrennungsproducte aus dem Cylinder zu bewerkstelligen hat.

In Fig. 249, Text, ist ein zweipferdiger Otto'scher Gasmotor mit seinem aus Cementmauerwerk hergestellten Fundament ge-

Fig. 250.  
(Ansicht.)

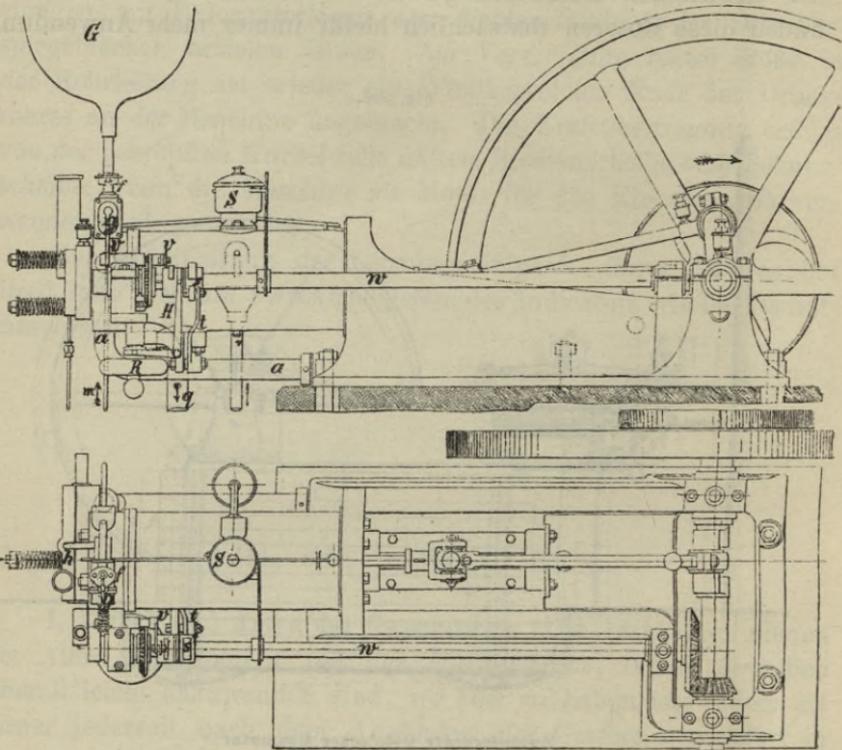


Fig. 251.  
Grundriss.

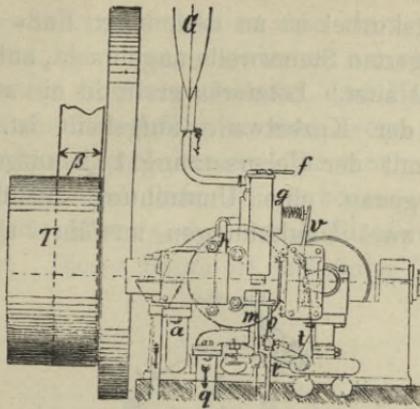
#### Otto'scher Gasmotor

nach Ausführung von Ant. Fetu & Deliége in Lüttich (Belgien).

(Fig. 250 bis 252.)  $\frac{1}{20}$  Ng.

Gasbeutel aus Kautschuk. *f* Gashahn. *g* Gaseinströmungsventil. *h* Gaszuleitungsrohr  
*v* Ventilhebel zu *g*. *s* Daumen zum Hebel *t* für das Ausströmungsventil. *w* Steuerwelle  
*a* Luftzuführungsrohr. *q* Ausströmungsrohr. *m* Gasrohr zur Zündflamme.  
*S* Schmiervorrichtung.

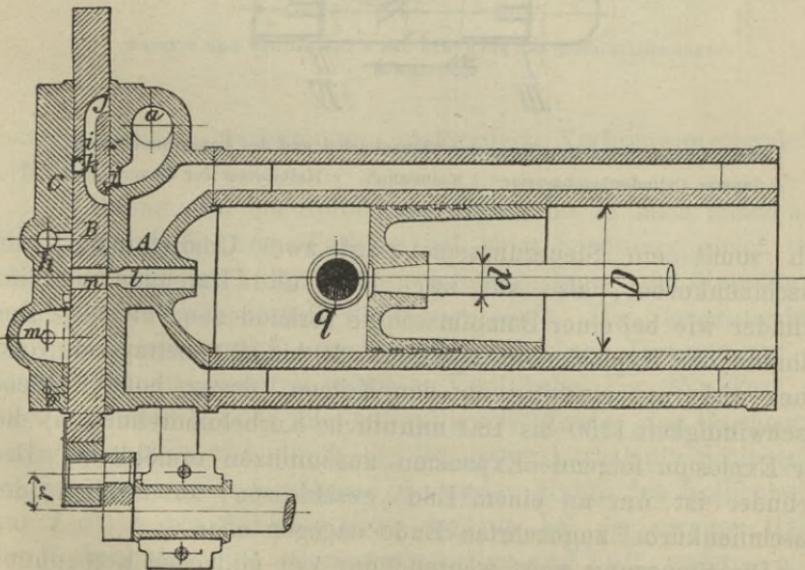
zeichnet und die Fig. 250 bis 252, Text, zeigen die Detailconstruction dieser Maschine nach Engineering. In Fig. 253, Text, ist der horizontale Mittelschnitt durch den Cylinder und den Steuerungsschieber in etwas größerem Maßstab gezeichnet.

Fig. 253.  
Stirnansicht.**Otto'scher Gasmotor**

nach Ausführung von Ant. Fetu &amp; Delière in Lüttich (Belgien).

*G* Gasbeutel. *f* Gashahn. *g* Gaseinströmungsventil. *v* Ventilhebel dazu. *h* Gaszuleitungsrohr zur Füllung. *m* Gasrohr zur Zündflamme. *o* Gasrohr zur Vermittlungsflamme. *a* Luftzuführungsrohr. *q* Ausströmungsrohr. *t* Ventilhebel zum Ausströmungsventil. *T* Riemenscheibe.  $\beta$  Riemenbreite.

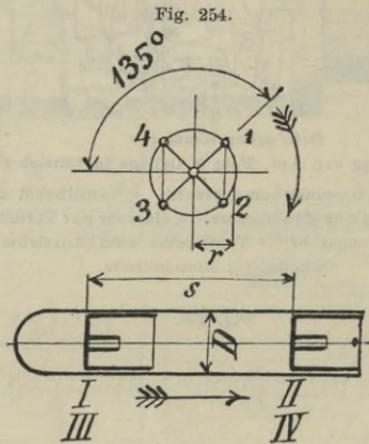
Fig. 253.

**Horizontaler Mittelschnitt durch den Cylinder und Steuerungsschieber.**

*D* Innerer Cylinderdurchmesser. *d* Kolbenstangendurchmesser. *q* Ausströmungsöffnung.  
*r* Steuerkurbel.

Die Bewegung des Steuerschiebers erfolgt durch die Steuerungskurbel, mittels Gleitbacken und Kurbelschleife.

Die Steuerungskurbel ist an dem einen Ende der parallel zur Cylinderachse gelagerten Steuerwelle angebracht, auf deren zweitem Ende ein Kegelrad sitzt. Letzteres greift in ein zweites Kegelrad ein, welches auf der Kurbelwelle aufgekelt ist. Diese beiden Kegelräder sind mit der Uebersetzung 1 : 2 ausgeführt, so dass die Steuerwelle genau eine Umdrehung ausführt, wenn die Maschinenkurbel zwei Umdrehungen ausführt und es vertheilt



**Zusammenhang der Bewegung der Steuerkurbel und des Maschinenkolbens.**

$D$  Innerer Cylinderdurchmesser.  $s$  Pleuellänge.  $r$  Halbmesser der Steuerkurbel.

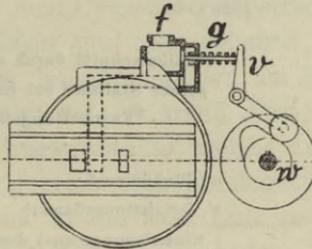
sich somit ein Steuerungsspiel auf zwei Umdrehungen der Maschinenkurbel, also auf zwei Hin- und Hergänge des im Cylinder wie bei einer Dampfmaschine vorhandenen Kolbens. Der während der Explosion im Maximum 10 bis 12<sup>at</sup> betragende Gasdruck wirkt nur einseitig auf den Kolben, dessen hohe Kolbengeschwindigkeit (150 bis 180 minutliche Kurbelumdrehungen) die der Explosion folgende Expansion auszunützen ermöglicht. Der Cylinder ist nur an einem Ende geschlossen, am zweiten, der Maschinenkurbel zugekehrten Ende dagegen offen.

Die Steuerung weist während der vier einfachen Pleuelhübe bei einer Umdrehung der Steuerkurbel vier Perioden auf. Die hiefür charakteristischen Stellungen der Steuerungskurbel sind in

Fig. 254, Text, mit 1 bis 4 bezeichnet und entsprechen den vier Kolbenstellungen *I* bis *IV*. Bei *I* und *III* ist der Kolben ganz in den Cylinder hineingeschoben an dem einen Hubende, in den Stellungen *II* und *IV* hingegen jedesmal am zweiten Hubende.

Der horizontale liegende Cylinder der Maschine ist etwas länger als der Kolbenhub selbst, so dass, wenn der Kolben ganz in den Cylinder hineingeschoben an dem einen Hubende sich befindet, zwischen ihm und dem Cylinderboden noch ein ziemlich großer Raum (etwas über  $\frac{1}{3}$  des vom Kolben durchlaufenen Raumes) übrig bleibt. Dieser Raum ist mit einem Theil der von der

Fig. 255.



Daumen und Ventilhebel *v* zur Eröffnung des Gaseintrömungs-Ventiles *g*

letzten Füllung herrührenden gasförmigen Verbrennungsprodukte erfüllt.

Während nun der Kolben den Hub *I* bis *II* nach außen ausführt, erfolgt die neue Füllung bei einer Spannung gleich dem eben vorhandenen Luftdruck durch Saugwirkung und diese Steuerungsperiode heißt deshalb die *Saugperiode*. Die Steuerungskurbel geht hierbei von 1 nach 2 und durch einen Daumen auf der Steuerwelle und dadurch bewegten Ventilhebel Fig. 255, Text, erfolgt in dieser Periode die zeitweilige Eröffnung des Gaseintrömungs-Ventiles und durch die Steuerungskurbel die Schieberbewegung derart, dass während der ersten Hälfte des Kolbenhubes nur *Luft* in den Cylinder tritt, dagegen bei der zweiten Hälfte des Kolbenhubes eine *Mischung von Gas und Luft*, wofern nicht der vorhandene Centrifugalregulator *R* Fig. 250, Text, mittels des Hebels *H* den Daumen, welcher das Gaseintrömungsventil eröff-

nen soll, seitwärts verschiebt, in welchem Falle gar keine Gas-einströmung erfolgen und mithin Leergang stattfinden würde.

Der Cylinder ist nun mit drei verschiedenartigen Gasschichten gefüllt. Zunächst dem Kolben befinden sich rückständige Verbrennungsprodukte, dann kommt Luft und schließlich das Gemisch aus Gas und Luft.

Es vollführt nun der Kolben den Hub von *II* bis *III* nach innen zurück in die mit *I* zusammenfallende Stellung *III*, die Steuerkurbel geht hierbei von 2 nach 3 und der Steuerungsschieber hält den Einströmcanal am Cylinderboden geschlossen; auch

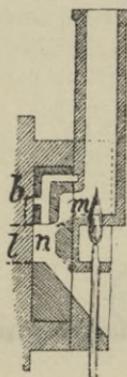


Fig. 256.

Vertikalschnitt durch den Schieber in seiner Stellung bei Entzündung der Vermittlungsflamme.

- m* Zündflamme.
- n* Vermittlungsflamme.
- l* Einströmcanal des Cylinders.
- b* Canal zur Druckausgleichung.

das Gaseinströmungsventil bleibt geschlossen. Es wird mithin während dieser Steuerungsperiode das im Cylinder enthaltene Gas- und Luftgemische in den zwischen dem ganz eingeschobenen Kolben am inneren Hubende und dem Cylinderboden noch übrig bleibenden früher genannten Raum hinein comprimirt und es heisst deshalb diese Steuerungsperiode die *Compressionsperiode*.

Während dieser Periode mischen sich die verschiedenartigen Gasschichten im Cylinder, immerhin aber wird hierbei das Gasgemisch unmittelbar am Cylinderboden am meisten mit Gas gesättigt bleiben.

Ist nun der Kolben am Hubende *III* und die Steuerkurbel in 3 angelangt, so stellt der Steuerungsschieber die Verbindung her zwischen der von der Zündflamme im Schieberkasten-deckel hereingeleiteten kleinen Vermittlungsflamme und dem mit dem Gasgemisch erfüllten Innenraum des Cylinders, wie in Fig. 256,

Text, im Verticalschnitt durch den Schieber und Schieberkasten gezeichnet, und es erfolgt die Zündung und hierdurch zunächst die Explosion der ersten Gasschichten in der unmittelbaren Nähe des Cylinderbodens und dann nach und nach die Explosion der weiter folgenden Schichten und die hierdurch entstehende Druckentwicklung bewirkt die Auswärtsbewegung des Kolbens aus der Stellung *III* in jene *IV* unter gleichzeitiger Arbeitsentwicklung und es heißt deshalb diese Periode die *Arbeitsperiode* oder die *Zündungsperiode*. Während dieser Periode geht der Steuerungsschieber von 3 nach 4.

Es folgt nun der Rückgang des Kolbens von *IV* nach *I* und hierbei wird durch einen zweiten auf der Steuerwelle angebrachten Daumen und unter dem Cylinder gelagerten Ventilhebel das Ausströmungsventil geöffnet und offen gehalten, bis der Kolben wieder ganz in den Cylinder hineingeschoben am Hubende also in *I* angelangt ist. Es erfolgt also während dieser Periode die Ausströmung der Verbrennungsprodukte, welche zunächst in den in Fig. 249, Text, punktirt gezeichneten Condensationstopf und von dort durch das Auspuffrohr in die freie Luft gelangen. Diese Periode heißt demnach die *Ausströmungsperiode*.

Es wird also nur während des einen Kolbenhubes der Arbeitsperiode durch das Kurbelgetriebe vom Kolben auf das Schwungrad Arbeit übertragen und es erfolgt sonach die Bewegung des Kolbens während der anderen drei Kolbenhübe des Steuerungsspieles unter Kraftaufwand seitens des Schwungrades. *Die Maschine ist hiernach eine halbwirkende*, indem nur ein Arbeitshub auf zwei Umdrehungen der Maschinenkurbel entfällt, im Gegensatz zu einer *einfachwirkenden Maschine*, bei welcher auf je eine Umdrehung der Maschinenkurbel ein Arbeitshub entfällt.

Während es nun bei der Dampfmaschine zur Ingangsetzung genügt, die Maschinenkurbel *am Hub* zu stellen und dann langsam das Dampfeinlassventil zu öffnen, muss bei Ingangsetzung dieses Gasmotors nach dem Oeffnen des Gashahnes (*f* Fig. 250, 251 und 255) und selbstverständlich vorhergegangener Entzündung der Zündflamme im Schieberkastendeckel, erst das Schwungrad von Hand in Umdrehung versetzt werden. Um nun letzteres leichter bewerkstelligen zu können, darf der Gashahn anfänglich nur wenig geöffnet werden und wird überdies der Daumen *s* Fig.

250, Text, welcher den Hebel  $t$  des Ausströmungsventiles bewegt, derart eingestellt, dass auch während der Compressionsperiode theilweise Ausströmung und mithin geringere Compression erfolgt.

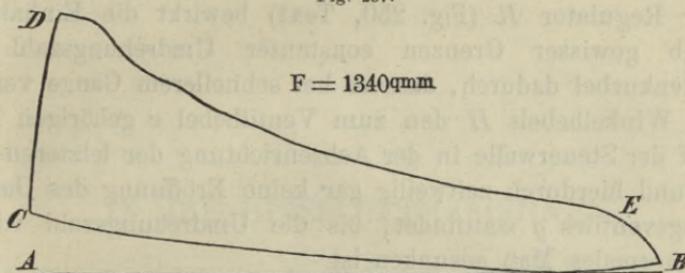
In Fig. 253, Text, ist der Steuerungsschieber in seiner äußersten Linksstellung gezeichnet und die Steuerungskurbel steht horizontal im Mittel zwischen 3 und 4. (Fig. 254, Text).

Während der *Saugperiode* gelangt der Steuerungsschieber bei der Drehung der Steuerungskurbel von 1 nach 2, Fig. 254 Text, in seine äußerste Rechtsstellung, wobei zuerst der Canal  $j$  und  $i$  im Steuerungsschieber, Fig. 253, Text, die Communication zwischen dem Canal  $j$  des Luftzuführungsrohres  $a$  und dem Einströmungscanal  $l$  des Cylinders herstellt, worauf durch kleine Bohrungen  $k$  im Schieberrücken die Communication auch zwischen dem Gaszuleitungsrohr  $h$  und dem Einströmungscanal  $l$  des Cylinders hergestellt wird. Zu Ende der Saugperiode sind alle diese Communicationen wieder unterbrochen, der Steuerungsschieber befindet sich bei der Stellung der Steuerungskurbel in 2 genau in demselben Platze wie bei der Stellung der Steuerungskurbel in 1 und der Einströmungscanal des Cylinders ist nach außen zu durch den Steuerungsschieber abgeschlossen und bleibt auch bei der weiteren Schieberbewegung in der *Compressionsperiode*, während die Steuerungskurbel von 2 bis 3 geht, abgeschlossen, worauf die Oeffnung  $n$  im Schieber vor den Einströmungscanal  $l$  des Cylinders tritt, welche während ihres Vorbeiganges an der Zündflamme  $m$  im Schieberkastendeckel von  $o$  her mit Gas gefüllt wurde und dieses an  $m$  entzündete Gas als Vermittlungsflamme in den Einströmungscanal  $l$  des Cylinders führt. Von  $l$  ist im Schieberspiegel ein kleiner Canal  $b$  (in Fig. 256, Text, gestrichelt gezeichnet) nach aufwärts eingemeißelt oder kreuzweise gebohrt, welcher, wenn  $n$  vor  $l$  steht, zur Druckausgleichung das comprimirt Gas aus dem Cylinder von oben her ebenfalls in den Raum  $n$  treten lässt und hierdurch das Eintreten der Zündung des Gasgemisches im Cylinder durch die Vermittlungsflamme befördert.

Während der *Arbeitsperiode* gelangt der Schieber in seine äußerste Linksstellung, Fig. 253, Text, und von dort wieder zurück und steht zu Ende dieser Periode bei der Stellung der Steuerungskurbel in 4 genau an demselben Platze wie zu Anfang der Periode bei der Stellung der Steuerungskurbel in 3. Der

Einströmungschanal  $l$  ist wieder durch den Steuerungsschieber nach außen abgeschlossen und bleibt auch in der *Auströmungsperiode* während der Weiterbewegung der Steuerungskurbel von 4 nach 1 abgeschlossen.

Fig. 257.



Indicator-Diagramm eines Otto'schen Gasmotors.

Zur Beurtheilung der Leistungsfähigkeit der Gasmotoren bedient man sich ebenfalls am zweckmäßigsten des Indicators, dessen Diagramm den Verlauf der Explosion etc. verfolgen lässt.\*)

\*) In Fig. 257, Text, ist das Indicator-diagramm eines Otto'schen Gasmotors von nominell 4<sup>e</sup> nach von Prof. E. Brauer in Berlin an einer solchen Maschine in Erfurt im August 1878 ausgeführten und in Dinglers polytechnischem Journal veröffentlichten Versuchen, genau nach dem Original-Diagramm copirt.

Der Maßstab der benutzten Indicatorfeder war  $1 \text{ at} = 3,15 \text{ mm}$

Die Maschine hatte folgende Dimensionen:

$D = 170 \text{ mm} =$  innerer Cylinder-Durchmesser,

$s = 345 \text{ mm} =$  Kolbenhub,

$n = 159,4 =$  minutliche Umdrehungszahl

und ergab

$N_i = 5,732^e =$  indicirte Leistung in Pferdekraften,

$N_n = 3,98^e =$  mittels des Prony'schen Zaumes bestimmter Nutzeffekt in Pferdekraften,

$\frac{N_n}{N_i} = 0,695 =$  Wirkungsgrad.

$C' = 4,47 \text{ kbm} =$  stündlicher Gas-Consum,

$C'' = 0,22 \text{ kbm} =$  stündlicher Gas-Verlust,

$C = C' - C'' = 4,25 \text{ kbm} =$  nutzbarer stündlicher Gas-Consum,

$\frac{C}{N_n} = \frac{4,25}{3,98} = 1,07 \text{ kbm} =$  Gas-Consum pro Std. und Pferdekraft.

Die gerade Linie  $AB$  entspricht der Saugperiode; die nach links an-

Zur Abkühlung der Cylinderwandung, welche ohne Kühlung durch die Wärmeentwicklung bei der Explosion des Gasgemisches im Cylinder, zu sehr erhitzt würde, ist der Cylinder doppelwandig ausgeführt und in dem Hohlraum des Cylindermantels circulirt beständig Kühlwasser. (Fließendes oder Kühlgefäßen entstammendes.)

Der Regulator *R* (Fig. 250, Text) bewirkt die Einhaltung innerhalb gewisser Grenzen constanter Umdrehungszahl der Maschinenkurbel dadurch, dass er bei schnellerem Gange vermittels des Winkelhebels *H* den zum Ventilhebel *v* gehörigen Daumen auf der Steuerwelle in der Achsenrichtung der letzteren verschiebt und hierdurch zeitweilig gar keine Eröffnung des Gaseintrömungsventiles *g* stattfindet, bis die Umdrehungszahl wieder auf ihr normales Maß gesunken ist.

Die Regulirung ist mithin eine ökonomisch günstige, indem der Gasverbrauch nach dem jeweiligen Kraftbedarf regulirt wird.

Die Schmierung des Maschinenkolbens erfolgt selbstthätig durch eine Schmiervorrichtung *S* (Fig. 250 und 251) welche oben am Cylinder angebracht ist und deren Rädchen mittels einer Schnur und Schnurrollen von der Steuerwelle angetrieben wird.

Auf der Schwungradwelle sitzt neben dem Schwungrad die Riemenscheibe *T*, Fig. 252, welche für die Riemenbreite  $\beta$  eine doppelte breite Scheibe ist, weil die hiervon betriebene Transmissionswelle mit fester und loser Riemenscheibe ausgerüstet sein muss, um bei Ingangsetzung der Maschine nicht die ganze Transmission mittreiben zu müssen.

In neuester Zeit werden die Otto'schen Gasmotoren auch als

---

steigende Linie *BC* zeigt den Verlauf der Compressionsperiode, bei welcher sich die Spannung bis auf 2<sup>at</sup> Ueberdruck erhebt. Die Zündung erfolgt im todten Punkt und die Spannung hebt sich schnell auf 10<sup>at</sup> und darüber. Es kann hiernach kein Zweifel darüber obwalten, dass im ersten Moment der Zündung eine wirkliche Explosion erfolgt; dass diese aber nur die in unmittelbarer Nähe des Cylinderbodens befindlichen Schichten umfasst, lehrt der weitere Verlauf der Expansionscurve *DE*. Sollte die Explosion sich über den gesammten Inhalt des Cylinders erstrecken, so müsste die Expansionscurve sehr schnell fallen. Die allgemeine und sanfte Neigung der Curve *DE* drängt zu der Annahme, dass die Verbrennung der eingeschlossenen Gase fast während des ganzen Kolbenhubes vor sich geht, indem die Zündung sich von Schicht zu Schicht weiter nach vorn verbreitet. Die Linie *BA* entspricht schließlich der Ausströmungsperiode.

Zwillingsmaschinen mit zwei horizontal nebeneinander liegenden Cylindern und unter 0° gekuppelten Kurbeln ausgeführt, um insbesondere für den Betrieb von Dynamomaschinen zur elektrischen Beleuchtung mittels Glühlampen, einen größeren Gleichförmigkeitsgrad zu erzielen.\*)

## IX. DIE HEISSLUFTMASCHINEN.

**I. Zweck und Arten der Heissluftmaschinen.** Die Heissluftmaschinen auch *calorische Maschinen* genannt, kommen als Motoren für das Kleingewerbe in Betracht und würden dieses Gebiet unbestritten in allen jenen Fällen behaupten, in welchen weder Wasserkräfte noch Gasanstalten vorhanden sind und somit nur die Wahl übrig ist, zwischen einer Dampfmaschine oder einem anderen auf die Ausnützung der Heizkraft der Brennstoffe gegründeten Motor für das Kleingewerbe, welcher einen Dampfkessel nicht erfordert.

Auf dem Gebiete der Heissluftmaschinen sieht es aber im *Maschinenbau* recht traurig aus, indem von den älteren Constructionen allein die *Lehmann'sche Heissluftmaschine* gegenwärtig noch gebaut wird, während die neueren auf größere Einfachheit abzielenden Constructionen sämmtlich vom Schauplatze des Maschinenbaues wieder verschwunden sind, weil sie den an sie gestellten Anforderungen nicht in ausreichendem Maße entsprechen konnten. Es ist aber auch gar nicht die Aussicht vorhanden, dass sich dieses Verhältnis in allernächster Zeit ändern werde, da die anderen bereits in den früheren Capiteln vorgeführten Motoren

---

\*) Auf der internationalen elektrischen Ausstellung in Wien 1883 waren solche Zwillingsmaschinen in zwei verschiedenen Größen von Langen & Wolf in Wien in Betrieb, eine mit 40° und zwei mit je 8° Nutzeffekt, und wurde bereits eine solche Zwillingsmaschine von 8° Nutzeffekt für den Betrieb des *elektrotechnischen Laboratoriums* der k. k. Staats-Gewerbeschule in Reichenberg, dessen Vorstand der Verfasser ist, aufgestellt.

für das Kleingewerbe nämlich: Kleine Dampfmaschinen, Wassermotoren und ganz besonders die Gasmotoren, bereits in einer Vollkommenheit gebaut werden, die sehr hohen Anforderungen entspricht und hierdurch der Kleingewerbe-Betrieb zu Anforderungen veranlasst ist, welchen die Heizluftmaschine kaum je zu entsprechen im Stande sein wird.

## 2. Haupttheile der Lehmann'schen\*) Heissluftmaschine.

Diese Maschine ist in Fig. 258, Text, in einer schematischen Ausführung gezeichnet, welche den Zusammenhang ihrer Theile und deren Bewegungsart auf einen Blick erkennen lässt. Ihre Haupttheile sind in dieser Figur bezeichnet und deren Benennungen beigelegt.

Die Bewegungsrichtung der Maschinenkurbel  $Oa$  und der Steuerkurbel  $Oc$  ist durch einen Pfeil angedeutet. Die Steuerkurbel ist gegen die Maschinenkurbel um den Winkel  $\delta$  vorgekeilt. Die Hebelübersetzung vom Arbeitskolben auf die Maschinen-

\*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen dieser gegenwärtig ausschließlich von der *Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Dessau* gebauten Maschinen.

Tabelle der Lehmann'schen Heissluftmaschine.

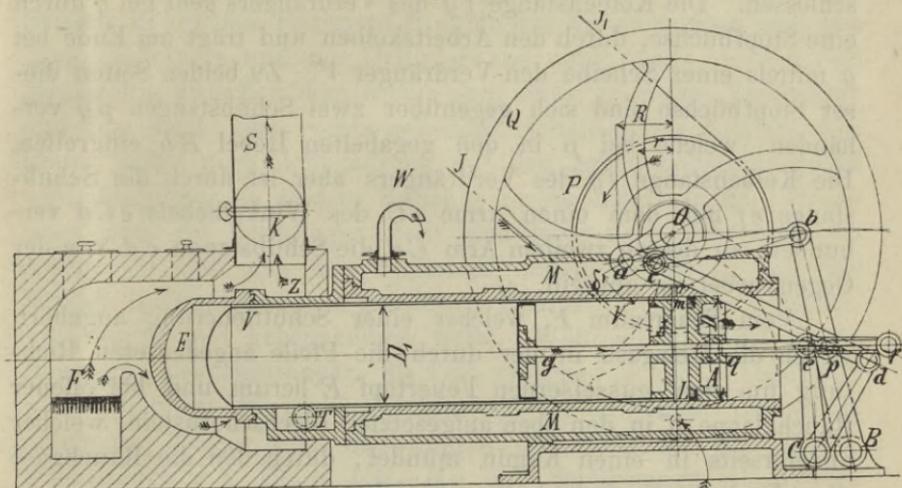
Leistung der Maschine in Pferdekraften bei normaler Rothgluth des Feuerpotfes	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	5
Durchmesser der Antriebsriemenscheibe in Millim.	235	314	470	550	628	785	835	940
Minütliche Umdrehungszahl	120	100	100	90	90	80	80	60
Ungefähres Gewicht in Kilogramm	200	600	1050	1650	2500	3000	3200	4000
Leistung der Maschine in Pferdekraften, wenn der Feuertopf nur dunkelroth ist.	—	$\frac{1}{3}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	3	4

Anmerkung. Die  $\frac{1}{12}^e$  Maschine dient für Laboratoriumszwecke.

kurbel ist  $Bb : Bp = 2 : 1$  und der Hub des Verdrängers ungefähr 1,5 mal so groß als der Hub des Arbeitskolbens.

Der Arbeitskolben, welcher sich in dem vorderen, durch das

Fig. 258.



Zufluss des von der Kühlwasser-Pumpe gelieferten Kühlwassers.

#### Lehmann'sche Heissluftmaschine.

*A* Arbeitskolben.  
*V* Verdränger.  
*D* Durchmesser des Arbeitskolbens.  
*D<sub>1</sub>* Durchmesser des Verdrängers.  
*m* Luftaustrittsmündung des Lufthahnes.  
*Oa = R* Halbmesser der Maschinenkurbel, welche mittels der Schubstange *ab*, Hebel *bB* und Schubstangen *pq* vom Arbeitskolben *A* getrieben wird.  
*Oc = r* Halbmesser der Steuerungskurbel, von welcher mittels der Schubstange *cd*, Hebel *dC* und *Ce* und Schubstange *ef* die Kolbenstange *fg* des Verdrängers *V* und hiermit der Verdränger selbst hin und her bewegt wird.

*L* Lederstulp zur Abdichtung des Arbeitskolbens gegen inneren Druck.  
*MM* Mantel für das Kühlwasser.  
*Oa* Maschinenkurbel.  
*ac* Gegenkurbel.  
*T* Tragrolle für den Verdränger.  
*E* Eiserner Feuertopf.  
*Z* Eisernes Zwischenstück.  
*F* Feuerraum.  
*K* Rauchklappe.  
*S* Schornstein.  
*W* Warmwasser-Abflussrohr.  
*P* Antriebsriemenscheibe.  
*Q* Schwungrad.  
*J, J<sub>1</sub>* Riemen zur Kraftübertragung auf die Transmissionswelle.

im Mantelraum *M* circulirende Kühlwasser abgekühlten Theil des Cylinders bewegt, ist in den Cylinder luftdicht eingepasst und mittels eines Lederstulpes abgedichtet, welcher sich bei einem äußeren Ueberdruck der Luft öffnet, und somit der äußeren Luft den

Eintritt in den Cylinder gestattet, aber bei innerem Ueberdruck dichten Abschluss bewirkt.

Der Cylinder, in welchem sich der Arbeitskolben  $A$  und der Verdränger  $V$  bewegt, ist rechts offen und links durch den Feuerkopf  $E$  geschlossen; letzterer ist an das Zwischenstück  $Z$  angeschlossen. Die Kolbenstange  $fg$  des Verdrängers geht bei  $q$  durch eine Stopfbüchse, durch den Arbeitskolben und trägt am Ende bei  $g$  mittels einer Scheibe den Verdränger  $V$ . Zu beiden Seiten dieser Stopfbüchse sind sich gegenüber zwei Schubstangen  $pq$  vorhanden, welche bei  $p$  in den gegabelten Hebel  $Bb$  eingreifen. Die Kolbenstange  $fg$  des Verdrängers aber ist durch die Schubstange  $ef$  mit dem einen Arme  $eC$  des Winkelhebels  $eCd$  verbunden, an dessen zweitem Arm  $Cd$  die Schubstange  $cd$  von der Gegenkurbel  $ac$  angreift.

Vom Feuerraum  $F$ , welcher einer Schüttfeuerung angehört, ziehen die Heizgase in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung um den gusseisernen Feuerkopf  $E$  herum und bei offener Rauchklappe  $K$  in den oben aufgesetzten Blechschornstein, welcher andererseits in einen Kamin mündet, durch den die Rauchgase über Dach in die freie Luft entweichen.

In der in Fig. 258, Text, gezeichneten Stellung bewegt sich der Verdränger  $V$  in der Pfeilrichtung nach rechts. Die zwischen dem Arbeitskolben  $A$  vom Durchmesser  $D$  und dem aus Eisenblech hergestellten auf der losen Tragrolle  $T$  gelagerten Verdränger  $V$  von kleinerem Durchmesser  $D_1$ , enthaltene Luft wird hierbei durch den Spielraum zwischen dem Verdränger und der Cylinderwandung nach rückwärts in den Feuerkopf getrieben und dort erhitzt. Vermöge ihrer sich hierbei steigernden Spannung drückt diese Luft durch Vermittlung der dazwischen befindlichen kalten Luft auf den Arbeitskolben. Es bewegt sich somit auch der Arbeitskolben in der Pfeilrichtung nach rechts, indem er hierbei durch die Schubstangen  $qp$ , Hebel  $pB$  und  $Bb$  und Zugstange  $ba$  die Maschinenkurbel  $Oa$  in der Pfeilrichtung im Kreise bewegt und hierbei Arbeit auf die Schwungradwelle überträgt.

Ein Theil dieser Arbeit wird sofort durch die Antriebsriemenscheibe  $P$  mittels des Riemens  $JJ$  auf die Transmission übertragen, der Rest aber von dem schweren Schwungrad  $Q$  aufgesammelt, um nach Vollendung des Hubes des Arbeitskolbens nach

rechts, den Arbeitskolben wieder an sein Hubende nach links zurückzuführen.

Es beginnt nämlich der Verdränger schon seinen Rückgang, in Fig. 258, Text, von rechts nach links, ehe noch der Arbeitskolben am Hubende rechts angekommen ist, und treibt hierbei die heisse Luft aus dem Feuertopf  $E$  durch den Zwischenraum zwischen dem Verdränger und der Cylinderwand nach rechts, in den sich gleichzeitig zwischen dem schon nach links gehenden Verdränger und dem noch nach rechts gehenden Arbeitskolben entstehenden Raum, wobei noch Arbeitsdruck auf den Arbeitskolben ausgeübt wird, bis dieser an seinem Hubende rechts angelangt ist. Es gelangt nun der Verdränger mehr und mehr nach links und verdrängt die Luft aus dem Feuertopf, indem er sie in den vom Wasser im Mantelraum  $M$  gekühlten Theil des Cylinders zwischen Verdränger und Arbeitskolben treibt. Während nun bei dieser Bewegung des Verdrängers die Luft zwischen  $A$  und  $V$  abgekühlt wird, vollführt zugleich der Arbeitskolben  $A$  seinen Linksgang indem er hierbei vom Schwungrad  $Q$  mittels der Kurbel  $Oa$ , Schubstange  $ab$ , Hebel  $bB$ ,  $Bp$  und Schubstange  $pq$  bewegt wird. Ehe aber noch der Arbeitskolben am linken Hubende angelangt ist, beginnt schon wieder der Verdränger seinen Rechtsgang und es wird, bis der Arbeitskolben am linken Hubende angelangt ist, das ganze Volumen der im Cylinder vorhandenen nunmehr abgekühlten Luft nahezu auf die Hälfte reducirt. Es folgt hieraus eine Compression der kalten Luft auf nahezu das Doppelte ihrer Anfangsspannung, wozu die Arbeit ebenfalls wieder der im Schwungrade angesammelten entnommen wird. Da sich nun die Luft bei der Erhitzung im Feuertopfe in dem Maße ihrer Temperaturerhöhung ausdehnt und somit ihre Spannung trotz der vor sich gehenden Volumsvergrößerung beibehält oder noch vergrößert, so steht die durch diese Ausdehnung zu Stande gebrachte Arbeit der negativen Arbeit gegenüber, welche das Schwungrad zur Compression mittels des Arbeitskolbens gebraucht und es bleibt als wirksame Arbeit jene der durch die Temperaturerhöhung bewirkten Ausdehnung der Luft übrig.

Die zwischen  $A$  und  $V$  comprimirte Luft strömt also beim weiteren Rechtsgang des Verdrängers durch den Spielraum zwischen dem Verdränger und der Cylinderwand in den Feuertopf, wird

dort erhitzt und in seiner Spannung erhöht, und es gelangen endlich wieder die beiden Kolben in die in Fig. 258, Text, gezeichnete Stellung, wonach ein neues Spiel beginnt.

Es ist noch zu bemerken, dass sich der Arbeitskolben in dem kältesten Theil des Cylinders bewegt und auch die Luft, welche auf ihn drückt, zunächst den kalten Theil des Cylinders bestreichen muss, ehe sie an den Kolben kommt, dass also die heisse Luft nur indirect auf den Arbeitskolben drücken kann, indem sie die vor dem Arbeitskolben befindliche kalte Luft zusammendrückt und hierdurch den Arbeitskolben vorschiebt. Es ist dies ein Vorzug dieser Maschine, indem hierdurch die Abdichtung des Arbeitskolbens durch einen Lederstulp ermöglicht ist, welcher blos Schmierung mit Talg erfordert und erst dann der Erneuerung bedarf, wenn er in Folge der Abnützung durch die Reibung schadhaf geworden ist.

Zur Regulirung des Ganges dient ein, in Fig. 258, Text, weggelassener Centrifugal-Regulator, welcher mittels eines Hebelwerkes eine Bremse anzieht, welche die überschüssige Arbeit abbremst und somit nicht zur Wirkung gelangen lässt. Das Abstellen der Maschine geschieht ebenfalls mittels dieser Bremse, indem dieselbe durch einen Handhebel gegen das Schwungrad angedrückt wird.

Zum Auslassen der Luft nach dem Abstellen ist bei *m* ein Hahn oben am Cylinder oder ein Hahn an der Außenseite des Arbeitskolbens vorhanden.

Während des Arbeitsganges ist dieser Hahn geschlossen und es arbeitet somit die Lehmann'sche Heissluftmaschine stets mit derselben im Cylinder eingeschlossenen Luftmenge. Man nennt sie deshalb auch eine *geschlossene calorische Maschine* im Gegensatz zu anderen Maschinen, bei welchen für jeden Kolbenhub aus der äußeren atmosphärischen Luft eine bestimmte Menge frischer Luft zur Erhitzung entnommen wird und die ausgenützte Luft ebenfalls nach jedem Kolbenhub wieder aus dem Cylinder in die freie Luft entweicht, welche *offene calorische Maschinen* genannt werden.



## LITERATURNACHWEIS.

- Annalen** für Gewerbe und Bauwesen. Berlin.
- Blaha**, die Steuerungen der Dampfmaschinen. Berlin 1878.
- Burg**, Compendium der populären Mechanik und Maschinenlehre. Wien 1856.
- Dingler's** polytechnisches Journal.
- Engineering**, Zeitschrift.
- Fliegner**, Die Umsteuerungen der Locomotiven. Zürich 1881.
- Hart**, Constructionen aus dem Maschinenbau: Wasserräder und Turbinen. Heidelberg 1877.
- Hrabák**, Die Dampfmaschinenberechnung. Prag 1877.
- — Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker. Berlin 1883.
- Hütte**, Des Ingenieurs Taschenbuch. Berlin.
- Marin-Böck**, Maschinenlehre. Brünn 1876.
- Meissner**, Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren. Jena 1880.
- Musil**, Die Motoren für das Kleingewerbe. 2. Auflage. Braunschweig 1883
- Pechan**, Leitfaden des Dampfbetriebes. 2. Auflage. Reichenberg 1884.
- — Leitfaden des Maschinenbaues. Erste Abtheilung. Maschinen zur Ortsveränderung. Reichenberg 1883.
- — Maschinen zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878. Wien 1879.
- Queva & Co.**, Die Lehmann'sche Turbine.
- Radinger**, Die Motoren. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Wien 1873. Wien 1874.
- — Dampfkessel. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Wien 1873. Wien 1874.
- — Dampfkessel und deren Ausrüstung in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien 1877.
- — Dampfmaschinen und Transmissionen in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien 1878.
- Redtenbacher**, Der Maschinenbau. Mannheim 1863.
- — Theorie und Bau der Wasserräder. Mannheim 1858.

- Redtenbacher**, Theorie und Bau der Turbinen. Mannheim 1860.
- Redtenbacher-Grashof**, Resultate für den Maschinenbau. Heidelberg 1875.
- v. Reiche**, Die Gesetze des Turbinenbaues. Leipzig 1877.
- — Der Dampfmaschinen-Constructeur. Aachen 1880.
- — Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1881.
- — Anlage und Betrieb der Dampfkessel. Leipzig 1876.
- Reis**, Lehrbuch der Physik. 5. Auflage. Leipzig 1882.
- Reuleaux**, Der Constructeur. Braunschweig 1882.
- Riedler**, Dampfmaschinen. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878. Wien 1879.
- Rühlmann**, Allgemeine Maschinenlehre. Braunschweig 1875.
- — Hydromechanik. Hannover 1880.
- Seemann**, Die Müller'schen Schieber-Diagramme. München 1881.
- Schepp**, Die Haupttheile der Locomotiv-Dampfmaschinen. Heidelberg 1869.
- Technische Mittheilungen** von der Weltausstellung in Paris 1878. Sonderabdruck aus Dinger's polytechnischem Journal. Stuttgart und Augsburg 1879.
- Uhland**, Handbuch für den praktischen Maschinenconstructeur. Leipzig 1883.
- — Der praktische Maschinen-Constructeur. Leipzig.
- — Skizzenbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur. Leipzig.
- — Kalender für Maschinen-Ingenieure. Leipzig 1884.
- Weisbach-Herrmann**, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik Braunschweig 1880.
- Weisbach-Reuleaux-Querfurth**, Weisbach's Ingenieur. Braunschweig 1874.
- Wencelides**, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien 1877.
- Werner**, Theorie der Turbinen. Berlin 1869.
- Zeitschrift** der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G. Wien.
- Zeitschrift** des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines in Wien.
- Zeitschrift** des Vereines deutscher Ingenieure.



S. 61



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

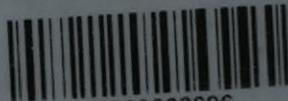
Dod.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-351673

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000262696