

Vierundzwanzigstes Kapitel.

LEITUNGEN FÜR DRUCKORGANE.

§. 334.

Empirische Formeln für die Wanddicke gusseiserner Röhren.

Von den nach §. 310 zur Leitung der Druckorgane bestimmten Maschinenelementen erfahren die Röhren die häufigste Anwendung. Sie werden aus sehr verschiedenen Baustoffen hergestellt, als: Gusseisen, Schmiedeisen, Stahl, Kupfer, Rothguss, Messing, Blei, Holz, Thon, Papier u. a. m. Für die Erdleitungen der Wasser-, Luft- und Gasanlagen hat das Gusseisen einstweilen noch den Vorzug, welcher ihm indessen, wie weiter unten folgen wird, jetzt lebhaft durch Schmiedeisen und Stahl streitig gemacht wird.

Bei gusseisernen cylindrischen Leitungsröhren, welche hier zunächst behandelt werden sollen, sind die Anfertigungs- und die Beförderungsfragen so einflussreich, dass bei der Bestimmung der Wanddicken auf die inneren Pressungen, wenn diese nicht aussergewöhnlich gross sind, keine Rücksicht genommen zu werden braucht, rein empirische Formeln daher ausreichen, bezw. geradezu nöthig sind. Es ist üblich und sehr zweckmässig, die gusseisernen Röhren sowohl vor der Abnahme in der Giesserei, als vor der Annahme auf dem Bauplatz einer Wasserdruckprüfung, die meistens mit dem $1\frac{1}{2}$ fachen, auch wohl dem 2 fachen Betriebsdruck vorgenommen wird, zu unterwerfen. Gegen Verrostung schützt man die Röhren durch Asphaltirung in hoher Hitze, in selteneren Fällen durch das theurere Verfahren der Beschmelzung (Emaillirung).

Ist die lichte Weite eines zu bauenden Rohres = D , seine Wanddicke = δ , so kann man nehmen:

für gusseiserne Wasser-, Luft- und Gasleitungsröhren:

$$\delta = 8 + \frac{D}{80} \dots \dots \dots (318)$$

für gusseiserne Dampfrohre, auch Luftpumpencylinder:

$$\delta = 12 + \frac{D}{50} \dots \dots \dots (319)$$

für gusseiserne, ausgebohrte Dampfzylinder und Pumpenstiefel:

$$\delta = 20 + \frac{D}{100} \dots \dots \dots (320)$$

1. *Beispiel.* Ein Pumpenrohr von 300 mm Licht erhält nach (318) eine Wanddicke $\delta = 8 + 300 : 80 = 11,75 \sim 12$ mm; ein ebenso weites Dampfrohr nach (319) eine solche von $12 + 300 : 50 = 18$ mm.

2. *Beispiel.* Die 400 und 508 mm weiten Röhren der in Fig. 955 skizzirten Zuleitung der Frankfurter Quellwasserleitung haben, obwohl die Strecken b_1 und b_2 18 at Pressung auszuhalten haben, die Wanddicken $8 + 400 : 80 = 13$ und $8 + 508 : 80 = 14,4 \sim 14,5$ bis 15 mm erhalten und sich vorzüglich bewährt*). Auch die Wasserleitungen in Salzburg (25 at Druck), Bamberg, Karlsbad, Goslar und Iserlohn sind durchweg mit $\delta = 8 + D/80$ ausgeführt.

3. *Beispiel.* Die 200 mm weiten Luftleitungsröhren der Bohr- und Lüftungsleitung am Mont-Cenis-Tunnel, welche eine innere Spannung von 5 at erlitten und 6 bis 800 m weit im Sommer und Winter frei lagen, hatten 10 mm Wanddicke; Formel (318) ergäbe 10,5 mm.

4. *Beispiel.* Einem Lokomotivcylinder von 400 mm Licht ist nach (320) eine Wandstärke $\delta = 20 + 400 : 100 = 24$ mm zu geben. Auf Flussdampfern findet man, der Gewichtersparniss wegen, geringere Cylinderwanddicken angewandt.

Der Röhrenguss hat in den letzten zwei Jahrzehnten eine vorzügliche technologische Ausbildung erfahren. Seine Techniker drängen, wegen des sichereren Gelingens sowohl, als wegen der erzielbaren Preise, auf hohe Wanddicken hin und finden bei städtischen Behörden, aus Besorgniss wegen der Betriebssicherheit, meist williges Ohr, wodurch die öffentlichen Rohrleitungsanlagen oft beträchtlich vertheuert werden. Hunderttausende, ja Millionen werden auf diese Weise nutzlos in die Erde vergraben. Der Verband der Gas- und Wasserfachmänner könnte hier helfen.

*) Die Giesserei von Roll in Solothurn, welche über ein sehr festes Eisen verfügt, liefert die Wasserleitungsröhren noch dünner als oben angegeben, nämlich mit $6 + D/80$ Wanddicke.

Tabelle über die Gewichte der gusseisernen Röhren.

Rohrweite <i>D</i>	Gewichte der Röhren von 1 m Länge bei der Wanddicke δ :						
	8	10	12	14	16	18	20
60	12,40	15,93	19,66	23,57	27,67	31,94	36,41
70	14,19	18,20	22,39	26,76	31,31	36,04	40,96
80	15,99	20,48	25,12	29,94	34,95	40,14	45,51
90	17,85	22,75	27,85	33,13	38,59	44,23	50,06
100	19,64	25,79	30,59	36,32	42,23	48,33	54,61
110	21,44	27,30	33,33	39,50	45,87	52,42	59,16
120	23,06	29,58	36,05	42,69	49,52	56,51	63,71
130	25,15	31,85	38,78	45,87	53,16	60,62	68,26
140	26,94	34,13	41,50	49,06	56,79	64,72	72,81
150	28,74	36,41	44,24	52,24	60,44	67,99	77,37
160	30,59	38,68	46,97	55,43	64,08	72,90	81,92
180	34,18	43,24	52,43	61,80	71,37	81,10	91,02
200	37,83	47,78	57,89	68,17	78,64	89,15	100,12
220	41,49	52,34	63,35	74,54	85,92	97,48	109,22
240	45,14	56,86	68,81	80,92	93,20	105,66	118,32
260	48,79	61,44	74,27	87,29	100,48	113,86	127,42
300	56,09	70,55	85,19	100,03	115,04	130,24	145,63
350	65,12	81,92	98,85	115,95	133,25	150,72	168,39
400	74,17	93,29	112,47	131,88	151,46	171,20	191,14
500	92,41	116,05	139,51	163,74	187,86	211,33	236,64
600	110,67	138,78	167,11	194,00	224,27	253,11	282,16
700	128,86	161,56	194,41	225,82	260,68	294,08	327,66
800	147,05	184,31	221,73	257,72	297,08	335,02	373,16
900	165,30	207,06	249,02	289,57	333,50	375,86	418,69
1000	180,19	229,82	276,34	323,03	369,90	416,93	464,19

Als spezifisches Gewicht ist hier der Mittelwerth 7,25 eingeführt; Flantschen und Muffen sind gesondert zu berechnen.

§. 336.

Hochdruckröhren.

Zur Berechnung der Wanddicke der Röhren, welche einer besonders starken inneren Pressung ausgesetzt werden sollen, dient sehr gut die Lamé'sche Formel (§. 19):

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{\mathfrak{S} + p}{\mathfrak{S} - p}} - 1 \right) \dots \dots \dots (321)$$

in welcher p den inneren Druck auf die Flächeneinheit, \mathfrak{S} die grösste Spannung in den Längsschnitten der Rohrwand bezeichnet und der äussere Druck als vernachlässigbar klein behandelt ist (vergl. übrigens Formel (27) S. 55). Beträgt die Spannung im Gefässinnern a Atmosphären, so ist $p = a/100$. Wenn das Rohr an beiden Enden offen ist, erleidet es in den Querschnitten durch den inneren Druck keine Beanspruchung.

Der vorige Ausdruck geht, wenn man den äusseren Rohrdruckmesser $D_0 = D + 2\delta$ einführt, in den folgenden über:

$$\frac{D_0}{D} = \sqrt{\frac{\mathfrak{S} + p}{\mathfrak{S} - p}} \dots \dots \dots (322)$$

Die Ausdrücke zeigen, dass man die innere Flüssigkeitsspannung p niemals über die als zulässig erachtete Materialspannung \mathfrak{S} hinaus gehen lassen darf. Setzt man \mathfrak{S} gleich dem Bruchmodul für Zug und macht dann $p \geq \mathfrak{S}$, so wird den beiden Formeln nach das Rohr gesprengt, wie gross man auch δ wählen möge.

Bei gegebenen Abmessungen und Pressungen hat man für die Spannung \mathfrak{S} in der Rohrwand:

$$\frac{\mathfrak{S}}{p} = \frac{D_0^2 + D^2}{D_0^2 - D^2} = \frac{1 + \psi^2}{1 - \psi^2} \dots \dots \dots (323)$$

wenn das Hohlungsverhältniss $D : D_0$ wieder wie früher in §. 90 mit ψ bezeichnet wird. Man erhält hieraus folgende Werthe:

ψ	=	0,50	0,52	0,54	0,56	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70
$\mathfrak{S} : p$	=	1,67	1,74	1,82	1,91	2,01	2,13	2,25	2,39	2,54	2,72	2,92
ψ	=	0,72	0,74	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84
$\mathfrak{S} : p$	=	3,15	3,42	3,73	3,91	4,11	4,32	4,56	4,81	5,11	5,43	5,79
ψ	=	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95
$\mathfrak{S} : p$	=	6,26	6,68	7,23	7,86	8,62	9,52	10,63	12,01	13,80	16,17	19,51

1. *Beispiel.* Die Rohrleitung vom Mont-Cenis-Tunnel aus dem vorigen Paragraphen hat $\delta = 10$, $D = 200$, also $D_0 = 220$, woraus $\psi = D : D_0 = 200 : 220 = 0,91$. Es folgt, da dort $p = \frac{5}{100}$ war, $\mathfrak{S} = 10,63 \cdot 0,05 = 0,53$ kg, oder unter 10 at Prüfungsdruck das Doppelte, d. i. 1,06 kg.

Wenn p klein ist, kann man für (321) mit genügender Annäherung setzen (vergl. auch I, S. 52):

$$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2} \frac{p}{\mathfrak{S}} \quad \text{und} \quad \frac{\mathfrak{S}}{p} = \frac{D}{2\delta} \quad \dots \quad (324)$$

2. *Beispiel.* Hiermit erhält man für das soeben behandelte Rohr $\mathfrak{S} = 0,5 p \cdot D : \delta = 0,5 \cdot 0,05 \cdot 200 : 10 = 0,5$ kg als Annäherungswerth.

3. *Beispiel.* Ein 100 mm weiter Rohrstrang für eine Hochdruckwasserleitung von 100 at innerer Pressung sei zu berechnen. Nehmen wir an, die Spannung \mathfrak{S} solle der vollen Sicherheit halber 2,25 kg nicht übersteigen, so hat man, da $p = 0,01 \cdot 100 = 1$ ist, $\mathfrak{S} : p = 2,25$. Dieser Werth führt in obiger Zahlenreihe zu $\psi = 0,62$; man erhält also $D_0 = D : 0,62 = 100 : 0,62 = 161,3 \sim 161$ mm. Angenommen, die innere Spannung im Rohr stiege in Folge von hydraulischen Masseneffekten auf 150 at, p also auf 1,5 kg, so hebt sich \mathfrak{S} auf $2,25 \cdot 1,5 = 3,38$ oder etwas darüber (wegen der Abrundung von 0,3 mm). Ein Rohrstrang auf dem Frankfurter Zentralbahnhof, für 100 at bestimmt, hat $D = 100$, $D_0 = 160$ mm.

4. *Beispiel.* Die 40 pf. Helfenberger'sche Wassersäulenmaschine in Hersbrugg bei Rheineck (vergl. S. 953) hat bei 400 m Gefälle ein gusseisernes Aufschlagrohr von 4500 m Länge und 120 mm Weite, dessen Wanddicke im unteren Drittel der Leitung 11 mm beträgt. Hier ist also $D_0 = 142$, $D = 120$, $p = 4$ und es ergibt sich aus (323) $\mathfrak{S} = 4 (142^2 + 120^2) : (142^2 - 120^2) = 4 \cdot (34\,564 : 5764) \sim 4 \cdot 6 = 24$ kg, eine für Gusseisenröhren unerhört hohe Spannung. Keines der Rohre ist zersprungen, obwohl bei Proben an der Maschine manchmal 50 at Spannung im Windkessel eintrat. Geliefert ist die Leitung von der Roll'schen Giesserei in Solothurn (vergl. Anmerk. auf S. 979).

5. *Beispiel.* Berechnet man für die nach unserer Formel (318) bestimmten Röhren die Materialspannungen unter der Voraussetzung, dass der innere Druck 10 at betrage, so erhält man bei:

D	=	80	160	400	800	1200
δ	=	9	11	13	18	23
ψ	=	0,85	0,88	0,92	0,96	0,98
$\frac{\mathfrak{S}}{p}$	=	6,21	7,86	12,01	24,51	49,51
\mathfrak{S}	=	0,6	0,8	1,2	2,5	5,0

Die berechneten Spannungen \mathfrak{S} finden, wie oben gesagt, in den Längsschnitten des Cylinders statt, wenn das Rohr an beiden Enden offen ist. Wenn aber das Rohr einen Boden hat, so finden auch Beanspruchungen in den quer zur Achse gerichteten

Schnitten statt und zwar im Verlauf des Rohres mit $\frac{1}{2} \text{ S}$, nahe beim Boden aber in um so höherem Grade, je plötzlicher der Richtungswechsel der Cylinderwand ist. Denn ist die Bodenansetzung scharf, so muss daselbst mindestens eine Spannung $= \sqrt{\text{S}^2 + (0,5 \text{ S})^2} = 1,12 \text{ S}$ eintreten. Derartige, mit einem Boden versehene Röhren sind gewöhnlich die Cylinder für hydraulische Pressen. Dieselben werden noch vielfach aus Gusseisen gefertigt und sind dann um so schwieriger herzustellen, je grösser die Wanddicke sein muss. Deshalb sucht man durch Annahme einer grossen Materialspannung die Wanddicke herabzuziehen, und verfährt ausserdem so sorgfältig wie möglich, um dem Gusseisen möglichst gute Beschaffenheit zu verleihen. Es hat sich bewährt, dass wiederholtes Umschmelzen der Massen und Ausgiessen derselben in Platten ein für Presscylinder sehr geeignetes Material liefert. Auch hat man mit gutem Erfolge die Zusetzung von Schmiedeeisen im Kupolofen („Stirling“-Metall) versucht. Je besser nun das Material gewählt, und je vorsichtiger der Guss ausgeführt wird, um so höher darf man die Spannung S wählen. Die Praxis geht mit dieser bis 7 und mitunter noch darüber hinaus; dies kann aber nur da gebilligt werden, wo man eines trefflichen Gusses sicher ist. Mit der Bronze steht es ähnlich. Der gewöhnliche gute Rothguss verträgt ohne bleibende Formänderung nicht Spannungen über 3 bis 3,5 kg. Verlangt man mehr so muss eine besonders harte, z. B. Mangan enthaltende Legirung benutzt werden. Einige praktische Beispiele werden als Anhalt dienen können.

6. *Beispiel.* Zur Hebung der Conway-Brücke*) benutzte man eine hydraulische Presse von folgenden Abmessungen. Kolbendurchmesser $K = 18''$ (engl.) oder 457 mm; Cylinderweite $D = 20''$ oder 508 mm, Wanddicke $\delta = 8\frac{3}{4}''$ oder 222 mm. Die Belastung betrug 650 Tonnen $\sim 660\,000$ kg. Hieraus berechnet sich die Wasserspannung zu 402 at, und nach (323) die Spannung S zu $\sim 7,2$ kg. Der Cylinder ist in Fig. 1045 (a. f. S.) dargestellt.

7. *Beispiel.* Bei der Aufstellung der Britannia-Brücke kamen Hebepressen von verschiedener Bauart zur Verwendung. Die eine war eine Doppelpresse, deren Cylinder dieselben Abmessungen hatten, wie der im vorigen Beispiel; die Belastung jedes einzelnen Kolbens betrug indessen nur 460,5 Tonnen oder $\sim 467\,900$ kg, womit sich die Wasserspannung zu nur 285 at, die Spannung im Material zu 5,1 kg berechnet.

*) Siehe Clark, The Britannia and Conway Tubular bridges. London, 1850.

8. Beispiel. Unter den bei diesem riesigen Bauwerke angewandten Hebepressen erfuhr die stärkste Belastung, nämlich eine solche von 1144

Fig. 1045.

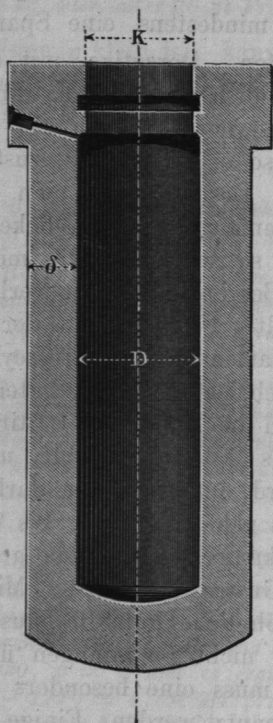
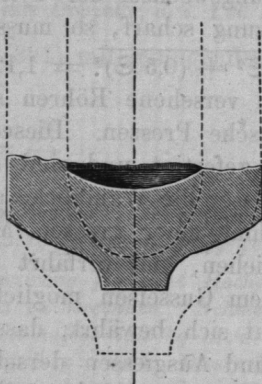


Fig. 1046.



Tonnen oder 1162 400 kg, eine einfache Presse von 20" oder 508 mm Kolbendicke, 22" oder 559 mm Cylinderweite und 10" oder 254 mm Wanddicke. Hieraus berechnet sich die Wasserspannung zu 573 at, die im Material nach (323) zu 10 kg!! Als der Brückenträger 24' hoch gehoben war, platzte der Cylinder, wobei der Träger auf die untergebauten Sicherheitsstützen fiel, und stark beschädigt wurde. Der Bruch erfolgte aber nicht der Länge, der Quere nach, indem der

in Fig. 1046 dargestellte Boden des Cylinders absprang. Die Widerstandsfähigkeit, welche der Cylinder trotz der übermässigen Umfangsspannung bewiesen hatte, ist der ungemein sorgfältigen Auswahl und Mischung des verwendeten Gusseisens, und dem vorzüglich überwachten Gusse zuzuschreiben*). Dass gerade der Boden sich ablöste, rührte zweifellos von der scharfkantigen Ansetzung desselben her, indem sich der oben erwähnte Werth 1,12 S auf 11,2 kg stellt. Der neue Cylinder erhielt merkwürdigerweise dieselben Abmessungen wie der zersprungene, der Bodenansatz aber wurde mit sanfter Ueberführung der Linien hergestellt, wie in Fig. 1046 durch Punktirung angedeutet ist.

*) Der erste Guss, bei welchem der Boden zu oberst gegossen wurde, misslang, indem der Boden porös ausfiel; der zweite Guss, Boden unten, lieferte den besprochenen Cylinder, welcher beim Gebrauche zersprang; er zeigte einen ungleichkörnigen Bruch; der dritte Cylinder, zu welchem das Eisen zweimal umgeschmolzen wurde, ehe es zum eigentlichen Gusse genommen wurde, hielt aus; ein vierter, als Ersatzstück gegossener, blieb unbenutzt.

9. Beispiel. Eine ausgeführte hydraulische Presse für die Herstellung von Schmiegelscheiben*) zeigt folgende Grössen: $D = 720$, $D_0 = 1040$, $K = 700$, $P = 1200000$ kg, woraus sich $p = 3,118$, entsprechend ~ 312 at ergibt. Wir haben $\psi = 720 : 1040 = 0,69$ und erhalten damit $\mathcal{S} = 3,118 \cdot 2,82 \sim 8,8$ kg, was eine sehr starke Beanspruchung genannt werden muss.

Neuerdings wendet man gerne Gussstahl als Material der Presscylinder an, wobei man mit der Spannung \mathcal{S} gut bis 15 und 20 gehen kann. Indessen muss doch darauf hingewiesen werden, dass man auf andere Weise, als unter Anwendung hoher Spannungen den gusseisernen Presscylinder sparsam herzustellen vermag.

Zunächst kann man den angegossenen Boden mit seiner ganzen Gefährlichkeit wegschaffen, indem man z. B. nach der Weise von Hummel in Berlin den Boden als getrennte Platte dem ringförmig hergestellten Cylinder unterlegt, welcher sich mit einer einfachen Stulpdichtung anschliesst, Fig. 1047, oder

Fig. 1047.

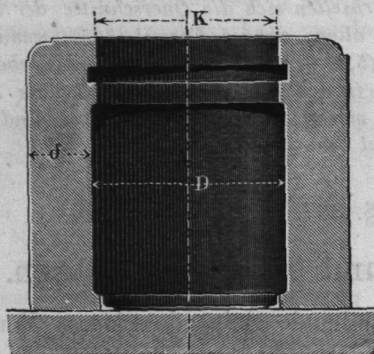
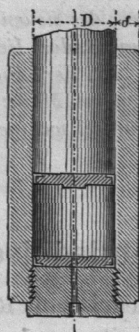


Fig. 1048.



auch nach dem Verfahren von Lorenz in Karlsruhe den Boden mit Gewinde einschraubt, Fig. 1048, ebenfalls unter Abdichtung mit Stulp, welchen der genannte Fabrikant auch beim Kolben als Dichtungsmittel anwendet.

Sodann aber braucht man nur den Kolbendurchmesser K so gross zu machen, dass die Wasserspannung auf ein erträgliches Mass herabgeht, um auch \mathcal{S} entsprechend kleiner zu erhalten. Dies geht um so mehr an, als der Materialverbrauch für den Cylinder bei wachsendem Kolbendurchmesser und damit abnehmender Wasserspannung nicht zunimmt, sondern im Gegentheil sich vermindert. Man hat nämlich für den Querschnitt F der Cy-

*) Revue industrielle 1875 (Mai) S. 175.

linderwand $F = \pi (D + \delta) \delta$. Hierin δ aus (321) einsetzend, erhält man $F = \frac{1}{4} \pi D^2 2p : (\mathfrak{S} - p)$ oder bei Einführung von K

$$F = \left(\frac{D}{K}\right)^2 \frac{2P}{\mathfrak{S} - p} \dots \dots \dots (325)$$

welcher Werth bei gewähltem \mathfrak{S} mit abnehmendem p nur kleiner wird.

10. *Beispiel.* Bei einer Hummel'schen hydraulischen Presse zur Herstellung papierener Walzenhüllen sind zwei zusammen arbeitende Presscylinder der in Fig. 1047 angegebenen Bauart neben einander aufgestellt. Kolbendurchmesser $K = 23''$ oder 601 mm, Cylinderweite $D = 24''$ oder 628 mm, Wanddicke $\delta = 8\frac{1}{2}''$ oder 222 mm. Kolbendruck $P = 1$ Million kg, Gesamtdruck also 2 Millionen kg. Die Wasserspannung ergibt sich hieraus zu 352 at und die Spannung im Material nach (323) zu 7,19 kg. — Auch hier ist gemäss dem älteren Vorurtheil p zu hoch, K zu klein gewählt. Erhöhte man K auf 26'' oder rund $\frac{9}{8}$ des angenommenen Werthes, so bekäme man für p den $(\frac{8}{9})^2$ oder 0,79fachen Werth, d. i. 2,78 kg. Behielte man nun das Verhältniss zwischen äusserem und innerem Durchmesser des Cylinders, also den Werth ψ , bei, so würde in demselben Verhältniss wie p auch \mathfrak{S} herabgehen, somit $= 0,79 \cdot 7,19 = 5,68$ werden, was als ganz unnehmbar erscheint. Dann aber verhielten sich die Querschnitte der beiden Presscylinder, des neuen und des alten, gemäss Formel (325), wenn man auch $D : K$ ungeändert liesse, wie $(5,68 - 2,78) : (7,19 - 3,52)$, d. i. ebenfalls wie 0,79 : 1. Bei der Abänderung in den Abmessungen, welche die Presse in so bedeutendem Masse sicherer macht, würde also der Presscylinder um ein volles Fünftel weniger Material beanspruchen als früher.

§. 337.

Schmiedeeiserne und stählerne Röhren.

Schmiedeeiserne Röhren finden in steigendem Masse Verwendung zu Leitungen sowohl für Leucht- und Brenngas, Wasser, Petroleum und Luft, als auch für Dampf. Sie werden bei ihrer Anfertigung entweder zwischen Walzen geschweisst oder in kaltem Zustande genietet. Das Schweissen geschieht mit stumpfem Stoss oder mit Ueberblattung, wobei die Nath parallel der Rohrachse liegt; ganz neuerdings fertigt man in Amerika Röhren mit schraubenförmig gelegter Schweissnath, und zwar überblatteter, an*). Nach dem Schweissen werden die geschweissten Röhren meist noch behufs Glättung der Aussenwand durch ein Zieheisen gezogen, weshalb sie auch gezogene Röhren genannt werden.

*) Vergl. Engineering and Mining Journal, Newyork, April 7 und 14, 1888, J. C. Bayles, Spirally welded tubing; ein Vortrag, gehalten im amerikanischen Institute der Bergingenieure in Boston, Februar 1888. Die Maschine zur Rollung und Schweissung s. Se. American 1888, Juni, S. 377.

Röhren aus weichem Stahl werden ähnlich hergestellt wie die aus Schmiedeisen, oder aber sie werden, ebenso wie solche aus Gussstahl, Kupfer, Deltametall u. s. w. gemäss dem soeben in die praktische Technik eintretenden Mannesmann'schen Schrägwalzverfahren aus dem vollen Stab (Knüppel) hergestellt und sind dann völlig nathfrei.

Die geschweissten Röhren haben eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen äusseren Druck und gegen Zug, eine weit geringere aber gegen innere Pressung. Stumpf geschweisste Längsnähröhren ertragen nicht viel über 1 kg für \mathcal{S} ; über Blatt geschweisste können \mathcal{S} mit 6 bis 9 kg widerstehen. Schraubenförmig (über Blatt) geschweisste sollen Probespannungen von 20 bis 28 kg ertragen, je nach der Güte des Bleches; in Gebrauch nimmt man sie mit etwas weniger Spannung. Die Mannesmann'schen Röhren dagegen gestatten ohne weiteres Beanspruchungen bis nahe zur Elastizitätsgrenze des benutzten Materials, also bei Gussstahl und Siemens'schem Herdstahl 24 bis 40 kg und haben dadurch eine Verwendbarkeit, welche die der genieteten Leitungsröhren noch weit übertrifft.

1. *Beispiel.* Für die amerikanischen Oelleitungen zu den Haltungen, welche S. 874 besprochen wurden, wendet man u. a. 6" ige über Blatt geschweisste Röhren von rund 8 mm Wanddicke bei 67 at innerer Pressung an. Hier ist $D = 152$ mm. Es ergibt sich für \mathcal{S} aus (324): $\mathcal{S} = 0,67 \cdot 152 : 16 = 6,37$, genauer aus (323) $\mathcal{S} = 0,67 \cdot (168^2 + 152^2) : (168^2 - 152^2) = 6,7$ kg.

2. *Beispiel.* Gemäss den Angaben der in der Anmerkung angeführten Quelle würde das schraubenförmig geschweisste Rohr von derselben Weite für die gestellte Aufgabe nur 2 mm Wanddicke nöthig haben.

3. *Beispiel.* Für ein nach dem Mannesmann'schen Verfahren hergestelltes Rohr zu der Hochdruckleitung aus dem 3. Beispiel §. 336 erhält man bei Benutzung von Siemens-Stahl, und wenn man die hierfür ganz geringe Spannung von 10 kg einführt, aus Formel (324), da $D = 100$, $p = 1$ ist, $\delta = 100 \cdot 0,5 : 10 = 5$ mm; genauer käme hierfür aus (323) $\mathcal{S} = (110^2 + 100^2) : (110^2 - 100^2) = 221 : 21 = 10,5$ kg. Das Stahlrohr würde nur 12,5 kg auf den laufenden Meter wiegen gegen 88,8 kg, welche das oben berechnete gusseiserne Rohr wiegt.

Für längere Wasserleitungen empfehlen sich die genieteten schmiedeisernen Röhren nach den in Amerika gemachten Erfahrungen sehr gut. Aeusserst werthvolle Mittheilungen darüber verdankt man dem Ingenieur Hamilton Smyth jr.*). Danach

*) S. Engineering and Mining Journal, Neuyork, Mai und Juni 1884, „Water power with high pressures and wrought iron water pipe“; vortragen in der amerik. Gesellschaft der Civilingenieure, sodann einen an-

kamen in Kalifornien zuerst 1852 schmiedeiserne Leitungsröhren aus ganz dünnem Blech ($\frac{1}{16}$ ") an Stelle der weiten Segeltuchschläuche in Anwendung, mittelst welcher man Hochdruckwasser zu den in §. 333 unter d, 1) erwähnten hydraulischen Abbauten leitete. Diese Röhren wurden mit kalter, einreihiger Nietung aus käuflichen Blechen hergestellt; ihre Verbindung geschah ganz wie bei den Ofenröhren durch einfaches Ineinanderstecken, das dünnere Ende nach vorn gerichtet. Der erste Versuch gelang über alle Erwartung gut, und jetzt sind ungezählte Leitungen von wesentlich derselben einfachen Bauart, bei denen die Hauptstränge 22 bis 30" Durchmesser haben, in den erwähnten Bezirken im Gebrauch. Die Baulänge der Röhren beträgt 18 bis 25'. Sehr guter Schutz gegen Rost wird durch ein mehrere Minuten dauerndes Eintauchen der fertigen Röhren in ein siedendes Gemisch von Asphalt und Theer erzielt. Wenn die Enden zu lose ineinander passen, wird getheerte Schnur vorher um das dünnere Ende gewickelt; undichte Stellen werden mit Keilchen aus weichem Tannenholz wirksam geschlossen; feines Schweissen der Verbindungen wird durch Einschütten von etwas Sägemehl beim Wassereinlass gehoben*).

Nachdem diese Röhrenfahrten sich in den Grubenbezirken so vorzüglich bewährt hatten, wurden sie auch für dauernde Leitungen, einschliesslich solcher für städtische Wasserversorgung, mit bestem Erfolge angewandt. Unter anderen empfängt San Francisco durch zwei solche Leitungen sein Trinkwasser und baute 1886 eine dritte, viele Meilen lange ein. Für dauernde Leitungen von grösserem Durchmesser werden die ineinander gesteckten Rohrenden noch durch Nietten verbunden; für enge Röhren mit hohem inneren Druck wird Bleiverdichtung angewandt (s. unten S. 1011). Ueber einige bedeutende, dauernde Leitungen der in Rede stehenden Art gibt folgende Tafel Aufschlüsse.

deren Vortrag: Journal of the Iron and Steel-Institute, London 1886, Nr. I, S. 133: „On wrought iron conduit pipes“, gehalten in dem genannten Institute im angegebenen Jahre.

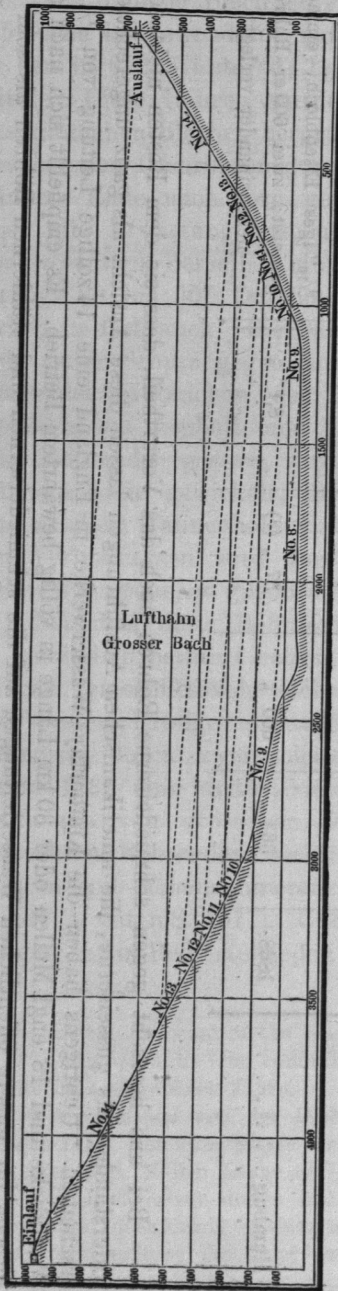
*) Als Beispiel von der Dichtigkeit der geschilderten rohen Verbindungen führt Hamilton Smyth eine durch ihn angelegte Kraftwasserleitung von zwei engl. Meilen Länge und 550' Wassersäule an der tiefsten Stelle an. Der Leckverlust dieser Röhrenfahrt, welche zu Tage lag und nur durch zwei dachförmig aneinander genagelte Bretter gegen die äusseren Temperatureinflüsse geschützt war, betrug nur 3 bis 4 Kubikfuss in der Minute.

N a m e	Gelegt	Länge	Weite	Grösster Druck in Wassersäule	Spannung S	Beschreibung des Rohres
Cherokee	1870	3 903 m	762 mm	271 m	12,3 kg	Eisenblech, doppelt genietet
Virginia City	1872	11 316 "	279 "	525 "	~ 10 "	Eisenblech, doppelt genietet
						Ueber Blatt geschweisst und mit Schraubmuffen verbunden
Texas-Bach	1873	11 316 "	254 "	525 "	~ 10 "	Eisenblech, doppelt genietet
						Ueber Blatt geschweisst und mit Schraubmuffen verbunden
Humbug	1878	1 354 "	432 "	232 "	~ 1,2 "	Eisenblech, doppelt genietet
						$\frac{1}{16}$ " iges Eisenblech, einfach genietet; zwei 600 er Röhren nebeneinander verlegt
Humbug	1868	364 "	660 "	37 " (?)	8,1 "	Eisenblech, doppelt genietet; zwei 600 er Röhren nebeneinander verlegt
						Eisenblech, doppelt genietet; zwei 600 er Röhren nebeneinander verlegt

Bei uns herrscht gegen schmiedeiserne Röhren noch das Vorurtheil, dass sie dem Rosten nicht so gut widerstehen als gusseiserne; die amerikanischen Ausführungen lassen diese Ansicht als ganz ungerechtfertigt erscheinen. Uebrigens haben die Kimberlay-Wasserwerke in England eine 14 zöllige Leitung von $\frac{1}{4}$ Zoll Wanddicke und 18 engl. Meilen oder 30 km Länge in völlig bewährtem Betrieb. Es empfiehlt sich nach allem diesem, für unsere öffentlichen Wasserleitungen auf die schmiedeiserne und stählernen Röhren als sehr haltbar und wesentlich billiger als die gusseisernen, unser Augenmerk zu richten.

4. Beispiel. Zur Vervollständigung des Mitgetheilten folgen hier noch einige Angaben über die in vorstehender Tabelle ausgeführte Texasbach-Leitung, erbaut vom Ingenieur Hamilton Smyth. Sie ist ein Düker, s. Fig. 1049, welcher aus dem Texasbach 32 kbf oder 0,896 ~ 0,9 kbm Wasser quer durch einen Cañon nach den Bloomfield-Gruben zum Maschinenbetrieb leitet. Beim Auslass tritt das Wasser in den Obergraben der Wasserräder ein. Der Einlass auf der anderen Uferhöhe wurde so gewählt, dass sich das günstigste Verhältniss für Wasserspannungen und -Reibungen ergab (s. §. 340). Man setzte auf diesem Wege den Höhenunterschied zwischen Ein- und Auslass auf 303,6' = 92,56 ~ 92,6 m und die Längenentwicklung auf 4438,7' = 1353,8 m fest. Die Röhren haben 20' Baulänge und zweireihige Nietung bei folgenden, in der Figur durch Blechletrnummern angegebene Wand-

Fig. 1049. Düker im Thal des Texasbaches.



Wand-

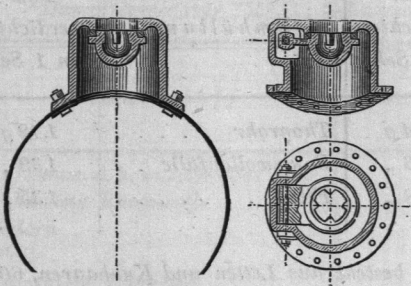
auf 411,4 laufende m	ist $\delta = 2,1$ mm
" 66,1	" " " " = 2,4 "
" 73,2	" " " " = 2,8 "
" 76,3	" " " " = 3,0 "
" 97,6	" " " " = 3,4 "
" 186,1	" " " " = 3,8 "
" 442,3	" " " " = 4,2 "

Die mittlere Weite der Röhren beträgt 432 mm. Der höchste Werth von ϵ für alle sieben Blechdicken war auf 11,6 kg berechnet; einige der Bleche waren indessen zu dünn angeliefert worden und kamen deshalb auf 12,7 kg Spannung*). An dem Einlass ist das Rohr so eingetrichtert, dass der Kontraktionskoeffizient sich auf 0,92 stellt. Die Röhrenfahrt ist mit Kies 0,3 bis 0,6 m hoch eingedeckt und geht unter dem Bett des Baches im Thalgrunde durch. Einen grossen Theil des Jahres läuft der Düker nicht voll und

*) In der Nietnath wohl noch um den vierten bis dritten Theil höher.

schöpft deshalb oben viel Luft. Um sie herauszulassen, sind Lufthähne der in Fig. 1050 dargestellten Bauart an geeigneten Punkten angebracht, im Ganzen 14 an der Zahl.

Fig. 1050.



Sie sind schwere gusseiserne Klappen mit Gummischliessring. Wenn sie von ihrer Unterseite Luft bekommen, öffnen sie sich von selbst, werden aber vom nachtretenden Wasser wieder geschlossen. Die höher gelegenen dieser Luftauslässe sollen auch dazu dienen, im Falle eines Rohrbruches im Tiefsten Luft von oben zutreten zu lassen, damit der atmo-

sphärische Druck das Rohr nicht zerquetschen könne. — Der ganze hier nur sehr kurz geschilderte Bau zeigt eine vorzügliche Durchführung*).

§. 338.

Dampfleitungen.

Wenn eine Dampfleitung eine grössere Ausdehnung hat, so fallen die Wärmemengen, welche durch die ungeschützte Rohrwand verloren gehen können, so beträchtlich aus, dass sie nicht vernachlässigt werden dürfen und man deshalb die Röhren mit Wärmeschutzhüllen versehen muss, wofern dieselben nicht umgekehrt als Heizröhren dazu bestimmt sein sollten, möglichst viel Wärme abzugeben. Die Wärmeschutzmassen spielen deshalb eine wichtige Rolle in der Oekonomie des Dampfmaschinenbetriebs und sind allmählich zu Gegenständen besonderer Fabrikation erhoben worden. Ueber ihre Wirksamkeit sind schon früh vergleichende Versuche angestellt worden; u. a. geschah dies im Anfange der 60er Jahre durch die Industrielle Gesellschaft in Mühlhausen. Man ermittelte bei diesen Versuchen die Menge von Wasser, welche 1 qm Rohroberfläche niederschlug. Folgende Ergebnisse gehören zu den wichtigsten der Versuchsreihe.

*) Es sei hier noch aus dem Londoner Vortrag von Hamilton Smyth dessen Aeusserung angeführt, dass ihm eine gusseiserne Rohrleitung für höhere Pressungen vorkomme „wie eine Kettenbrücke mit gusseisernen Kettengliedern“.

1. Beispielsreihe.

Umhüllung	1 qm verdichtet in 1 Sek.	Umhüllung	1 qm. verdichtet in 1 Sek.
Unverhülltes Rohr .	2,84 g	Thonrohr	1,12 g
Pimont'sche Masse .	1,56 „	Baumwollabfälle . .	1,39 „
Stroh	0,98 „	Filz	1,35 „

Die sog. Pimont'sche Masse besteht aus Letten und Kuhhaaren, 60 mm dick aufgetragen. Das Stroh wurde zuerst 14 mm dick lang aufgelegt und diese Schicht dann mit einem 15 mm dicken Strohschlange umwickelt. Die Baumwollabfälle wurden 25 mm dick umgelegt und mit Leinwand umnäht; der Filz war mit Kautschuk getränkt. Stroh zeigt sich am günstigsten, indem bei ihm nur der dritte Theil des beim unverhüllten Rohr sich ergebenden Niederschlags eintrat.

Diese Versuche haben auf die Dauer nicht befriedigt, eines- theils weil die Vergleichung der niedergeschlagenen Wassermengen sich als unsicher herausgestellt hat, andernteils, weil inzwischen neue Hüllstoffe aufgekommen sind. Der Verein Deutscher In- genieure ist mit neuen Versuchen beschäftigt, deren Ergebnisse wohl erst nach einiger Zeit erwartet werden dürfen. In den Ver- einigten Staaten hat Prof. Ordway in Boston sehr schöne und ausführliche Versuche in der Frage angestellt, und zwar in zwei Reihen, die erste nach der Methode der Messung des nieder- geschlagenen Wassers, die zweite nach kalorimetrischer Methode*). Es zeigte sich auch hier, dass die erstere Methode sehr unzuver- lässig ist, dass z. B. ein 2' langes Rohr auf Quadratfuß und Stunde 328 g, ein ebenso weites 30' langes Rohr scheinbar nur 140 g auf Quadratfuß und Stunde verdichtete. Auch sei bemerkt, dass Ordway in der ersten Versuchsreihe für das nackte Rohr ungleich weniger Niederschlag fand, als die Mühlhauser Versuche ergeben haben, ohne dass aber auch daraus ein bestimmter Schluss gezogen werden dürfte. Die kalorimetrischen Versuche erwiesen sich dagegen ungleich vertrauenswürdiger, indem sie recht gut zusammenstimmende Werthe ergaben. Es seien hier

*) S. Transactions of the Am. Soc. of Mech. Engineers, Bd. V (1883—84), S. 73: Experiments upon nonconducting coverings for steam pipes, und Bd. VI (1884—85), S. 168: nonconducting coverings for steam pipes.

aus der grossen Zahl von Ermittlungen zwei kleinere Reihen vor-
geführt.

2. Beispielreihe*).

Dampftemperatur 155° C.; Schutzschicht überall 25 mm dick.

Schutzstoff	Prozent feste Bestand- theile	1qm gibt stünd- lich ab
Luftraum, d. h. unverhülltes Rohr	0,0	1302 W.-Einh.
Gekardete Baumwolle	1,0	310 "
Federn	2,0	321 "
Wolle	2,1	301 "
Kalzinirte Magnesia	2,3	335 "
Korkkohle, grob	3,1	343 "
Kalzinirte Magnesia	4,9	340 "
Wolle	5,6	220 "
Lampenschwarz	5,6	266 "
Kohlensaure Magnesia	6,0	371 "
Kieselguhr **)	6,0	393 "
Wolle	7,9	238 "
Asbest	8,1	1329 "
Zinkweiss	8,8	466 "
Kieselguhr	11,2	426 "
Tannenholzkohle	11,9	376 "
Kohlensaure Magnesia	15,0	416 "
Filz	18,5	277 "
Lampenschwarz	24,4	286 "
Kreide	25,3	560 "
Graphit	26,1	1922 "
Kalzinirte Magnesia	28,5	1156 "
Zinkweiss	32,3	1164 "
Bimsstein	34,2	845 "
Gips	36,8	839 "
Salz	48,0	1983 "
Anthrazitkohle	50,6	968 "
Feiner Sand	51,4	1690 "
Grober Sand	52,9	1684 "

Diese Tafel gibt merkwürdige, zum Theil unerwartete Aufschlüsse über manche Stoffe; ein sehr beachtenswerthes Ergebniss ist, dass im allgemeinen die Wärmeabgabe der Hülle zunimmt mit dem Prozentsatz an festen Bestandtheilen. Kalzinirte Magnesia z. B. steigt mit der Wärmeabgabe von 335 auf 1156, wenn die festen Bestandtheile der Hülle von 2,3 auf 28,5 gesteigert werden. Asbest erweist sich als ungünstig, Lampenschwarz

*) Auszug aus Ordway's Tab. VII.

**) Bei uns in der Bötter'schen Wärmeschutzmasse mit Erfolg verwerthet.

als sehr günstig, obwohl es freilich unangenehm zu handhaben ist; sehr gut wirkt auch Wolle. Für die Praxis kommt der Preis natürlich sehr in Betracht.

3. Beispielreihe *).

Dampftemperatur 155° C., Schutzschicht verschieden dick.

Schutzstoff	Dicke der Schicht	Proz. feste Bestandtheile	1 gm gibt stündlich ab
Baumwollwatte, geschichtet	50 mm	1,0	129,1 W.-Einh.
" " "	40 "	1,3	193,4 "
" " "	30 "	1,7	205,5 "
" " "	20 "	2,5	326,4 "
" " "	15 "	3,4	424,2 "
" " "	10 "	5,1	502,4 "
Wollwatte	25 "	5,6	219,8 "
Kalzinirte Magnesia, lose .	25 "	2,3	335,2 "
Dieselbe, gedrängt	25 "	4,9	340,1 "
Dieselbe, gepresst	25 "	28,5	1155,9 "
Kohlensaure Magnesia, lose	25 "	6,0	370,9 "
Dieselbe, gedrängt	25 "	9,4	386,7 "
Dieselbe, gepresst	25 "	15,0	416,5 "
Kieselguhr, lose	25 "	6,0	393,4 "
" gedrängt	25 "	11,2	425,8 "
Kork in Streifen**)	15 "	(?)	87,1 "
Gekittetes Korkklein***) . .	30 "	(?)	59,2 "
Teig von Kieselguhr und Haaren	9 "	(?)	69,4 "
Gekardete Baumwolle	50 "	1,0	157,7 "
Reiskaff in Strohnappe . . .	12 "	(?)	71,9 "

Diese Reihe zeigt u. a. den Einfluss der Dichtigkeit faseriger oder körniger Schutzmassen. In den sechs ersten Fällen wurde eine und dieselbe Schutzhülle beim Fortschreiten der Versuche mehr und mehr zusammengepresst, was denn eine steigende Ausstrahlung zur Folge hatte. Ordway hält Kork für einen der besten Schutzstoffe, insbesondere in Gestalt des

*) Auszug aus Ordway's Tabellen III, IV und VI.

**) Wie Fassdauben aneinander gelegt, schmale Luftschicht darunter.

***) Korkabfälle mit dem Hackmesser klein gehackt und mit dem 1½-fachen Gewicht Wasserglas von 30° Beaumé zusammen gekittet; schmale Luftschicht darunter.

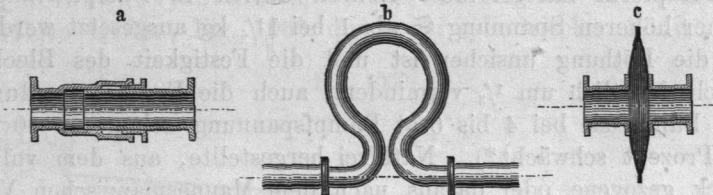
angegebenen, gekitteten Korkkleins, welches er in halbrohrförmige Schalen zu formen empfiehlt, eine Form, welche auch bei uns bereits bewährt gefunden worden ist*).

Lufträume unter oder zwischen den Schichten der Schutzstoffe zu lassen, empfiehlt Ordway nicht, rath vielmehr, solche Räume mit irgend einem leichten Pulver auszufüllen. Von allen Schutzstoffen zusammengenommen hält er für die besten: Filz, Kork, Kieselguhr, Magnesia, Holzkohle und Reiskaff**).

Bezüglich der Versuche, deren Durchführung bei ihm trefflich zu nennen ist, macht er die sehr beachtenswerthe Bemerkung, dass es nutzlos sei, den Apparaten beschwerlich grosse Abmessungen zu geben, denn, wie man bei chemischen Analysen mit Grammen statt Kilogrammen von dem zu untersuchenden Körper ausreicht, so steigere auch beim physikalischen Versuch die Vermehrung der Grösse nicht nothwendig die Genauigkeit des Ergebnisses.

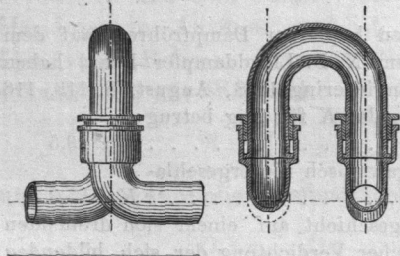
In langen Dampfleitungen macht die Ausdehnung der Röhren durch die Wärme die Einsetzung von sogenannten Kompensatoren***), die man richtiger Dehnungskupplungen nennen könnte, erforderlich. Gebräuchliche Formen derselben sind die in Fig. 1051 dargestellten. *a* Dehnungsstopfbüchse, *b* biegsames

Fig. 1051.



Kupferrohr, *c* Dehnungsdose mit elastischen Stahlböden, Fig. 1052 Stopfbüchsenknie. Die Einrichtungen *a* bis *c* erfordern mehr oder weniger, dass man die Enden der gekuppelten Rohrstränge festlegt, damit die Lagenveränderung sich bloss in der Kupplung äussere; die Einrichtung Fig. 1052 ist davon frei.

Fig. 1052.



In Beziehung auf den wirklichen Werth der Ausdehnung der Rohre durch Erwärmung

*) Vergl. Z. D. Ingenieure 1886, S. 38.

***) Während der Drucklegung des Vorstehenden wird in der Revue industrielle, Sept. 1888, S. 346 auf eine neue, angeblich sehr wirksame und dabei billige Schutzmasse hingewiesen, bestehend aus gewöhnlichem Mehlkleister und Sägemehl.

****) Diese „kompensiren“ nicht die Längenvergrösserung und -Verkleinerung, wie die Stäbe in einem Rostpendel, sondern machen sie nur unschädlich.

ist zu bemerken, dass, wenn diese t^0 C. beträgt, die Ausdehnung wird für:

Gusseisen	t: 90 100
Schmiedeeisen	t: 84 600
Kupfer	t: 58 200
Messing	t: 53 500

4. Beispiel. Ein gusseiserner Rohrstrang von 30 m Länge, welcher im unbenutzten Zustande 10^0 warm ist, erfährt durch Einlassung von Dampf von 4,5 at Ueberdruck, d. i. $149,1^0$ C. Temperatur, eine Ausdehnung um $30 \cdot 1000 \cdot 139,1 : 90 100 = 46,3$ mm.

§. 339.

Kupferne und andere Röhren.

Kupferne hartgelöthete Röhren dürfen in Dampfleitungen keiner höheren Spannung \leq als 1 bei $1\frac{1}{4}$ kg ausgesetzt werden, da die Löthung unsicher ist und die Festigkeit des Bleches durchschnittlich um $\frac{1}{3}$ vermindert, auch die Erwärmung durch den Dampf sie bei 4 bis 6 at Dampfspannung schon um 10 bis 12 Prozent schwächt*). Nathfrei hergestellte, aus dem vollen Block gezogene, oder daraus nach dem Mannesmann'schen Verfahren gewalzte Kupferröhren können mit 6 bis 8 kg für \leq belastet werden. Bleiröhren, auf der Rohrpresse nathfrei gefertigt (vergl. §. 333, b, 5), können mit $\leq = 0,5$ beansprucht werden.

*) Zwei folgenschwere Explosionen kupferner Dampfrohren (auf dem englischen Postdampfer Elbe und dem N. D. Lloydampfer Lahn) haben zu neuen Versuchen veranlasst, s. Engineering 1888, August, S. 113, 116 und 125. Man fand, dass der Bruchmodul K für Zug betrug:

bei hartgelötheten Röhren	$K = 23,5$
bei nathfrei gezogenen und bei galvanisch niedergeschlagenen	$K = 35,3$

Das galvanische Niederschlagen geschieht auf einem sich drehenden Kern unter fortwährender mechanischer Verdichtung der sich bildenden Schicht mittelst eines schraubenförmig wandernden Polirsteines (Achat).

Die Schwächung des Kupfers durch Erwärmung steigt nach älteren, aber sehr zuverlässigen Versuchen im Franklin-Institut wie folgt:

Temperatur des Kupfers:										
50	100	150	200	250	294	367	427	500	644	722^0 C.
Verminderung des Bruchmoduls:										
0,018	0,054	0,093	0,151	0,205	0,256	0,343	0,439	0,558	0,886	1,000.

Hölzerne Röhren für Wasserleitungen, fassartig aus Dauben gebaut, hat der Fabrikant Herzog in Logelbuch mit bestem Erfolg ausgeführt; neueste Leitung 1,8 m weit, 1800 m lang.

Röhren aus asphaltirtem Papier sind nur mässig verwendbar; sie vertragen nicht die Sonnenhitze.

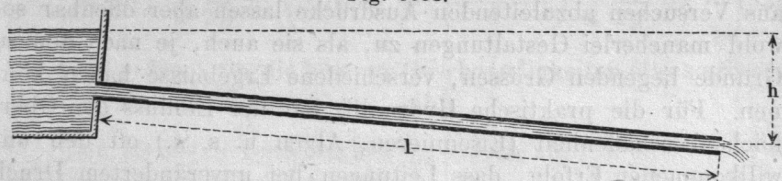
§. 340.

Leitungswiderstände in Röhren.

Die Widerstände, welche sich der Bewegung von Flüssigkeiten in Maschinen entgegensetzen, entstehen entweder durch Wechsel in der Bewegungsrichtung, oder durch Wechsel in der Schnelle, oder durch Reibung. Hier kann nur auf wenige Fälle eingegangen, und auch nur soweit von ihnen gehandelt werden, als sie in Röhren vorkommen.

Reibungswiderstand. Wenn Wasser aus einem flachwandigen Gefäss, Fig. 1053, durch ein cylindrisches Ansatzrohr

Fig. 1053.



heraustritt und sein Gefälle vom Wasserspiegel bis zur Mitte der Mündung am Ausfluss = h ist, so hat man, wenn noch l die Länge des Rohres, d dessen Weite in m und v die Ausflussschnelle ist, mit Weisbach:

$$h = \left(1 + \xi_0 + \xi \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (326)$$

und die sekundliche Ausflussmenge

$$Q = \frac{\pi}{4} d^2 v \dots \dots \dots (327)$$

Dabei bezeichnet ξ_0 den Widerstands- oder Reibungskoeffizienten für die Einlaufstelle, ξ denjenigen des Rohres.

Der Koeffizient ξ_0 ist, wenn die Röhre scharfkantig ansetzt, beträchtlich, nämlich = 0,505, kann aber, wenn die Einlaufkanten sorgfältig abgerundet sind, der Einlauf „eingetrichtert“

ist, auf 0,08 herabgezogen werden. Im letzteren Falle kann man bei langen Röhren ζ_0 vernachlässigen*).

Für den Reibungskoeffizienten ζ gelten verschiedene Annahmen. Die Bewegung einer Flüssigkeit im Leitungsrohr geschieht nämlich unter sehr verwickelten Umständen. Im cylindrischen Rohr bewegen sich die Flüssigkeitstheilchen so, dass die in der Achse befindlichen sich am schnellsten, und jede folgende ringförmige Schicht sich langsamer bewegt, die äusserste, an der Rohrwand anliegende still steht, oder mit anderen Worten, dass die Schnelle der ringförmigen Schichten an der Wand von Null ab beginnend, als Funktion des Wandabstandes bis zu dem grössten Werth in der Rohrachse steigt. Bei gasförmigen Flüssigkeiten nähert sich die Schnelle der einzelnen Schichten viel rascher dem erwähnten grössten Werth, als bei tropfbaren. In beiden Fällen aber ist die Reibung der Flüssigkeit die Summe der Reibungen der ringförmigen Schichten aneinander. In praktischen Ausführungen kommen die Abweichungen von der Cylindrerform des Rohres, die Rauigkeiten der Wand u. s. w. noch als Reibung verursachend hinzu. Der mathematische Ausdruck selbst für den reinen Vorgang kann hiernach niemals einfach sein. Die aus Versuchen abzuleitenden Ausdrücke lassen aber offenbar sowohl mancherlei Gestaltungen zu, als sie auch, je nach den zu Grunde liegenden Grössen, verschiedene Ergebnisse haben können. Für die praktische Hydraulik hat der Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit (Eisennieren, Algen u. s. w.) oft den unwillkommenen Erfolg, dass Leitungen bei unverändertem Druck nach und nach weniger Wasser liefern. Dies hat sowohl dahin gedrängt, auf eine haltbare Glätte der inneren Rohrwände besondere Aufmerksamkeit zu richten, als auch sich Gewissheit zu verschaffen, welcher von den vorgeschlagenen Berechnungsweisen von ζ der Vorzug zuzuerkennen sei.

Der Verband der Deutschen Architekten- und Ingenieurvereine hat auf Grund neuerer Versuche verschiedener seiner

*) Tritt das Rohr, statt aus einem flachwandigen Gefäss, aus einem anderen Rohr heraus, so ist der Widerstandskoeffizient weit grösser als angegeben; mit besonderer Sorgfalt muss also dann der Einlauf eingetrickert werden, um ζ_0 klein zu halten. Interessante Versuche hierüber hat Roux angestellt, siehe den lehrreichen Vortrag von Hertel: „Die Verzweigung der Blutgefässe, eine vollkommenste Rohrleitung,“ Zeitschr. D. Ingenieure 1885 (Bd. XXX., S. 660), auch W. Roux, Ueber die Verzweigung der Blutgefässe, Jenaische Zeitschr. f. Naturwissenschaften 1878, Bd. XII.

Mitglieder eine Vergleichung der gebräuchlichsten Formeln für ξ für Wasser veranlasst. Das Ergebniss dieser Vergleichung liegt in einer verdienstlichen Arbeit vor*), es geht dahin, dass eine ganz feste Grundlage noch nicht vorhanden sei, die Versuche deshalb noch fortgesetzt werden möchten. Wir sind daher auf Benutzung der vorhandenen Formeln angewiesen. Unter denselben haben sich nach wie vor die von Weisbach und von Darcy als besonders brauchbar gezeigt. Trennt man von der obigen Gefällhöhe h diejenige für die Reibung mit dem Werthe h_1 ab, so kann man nach Weisbach setzen für Wasser:

$$h_1 = \xi \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \left(0,01439 + \frac{0,0094711}{\sqrt{v}} \right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (328)**)$$

wobei alle Abmessungen in m . Man erhält hieraus für:

$v =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	2	3	4	5	6	
$\xi =$	0,0	446	456	317	264	278	266	257	250	244	239	211	198	191	186	182

Nach Darcy hat man***) ebenfalls für Wasser:

$$h_1 = \xi \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \left(0,01989 + \frac{0,0005078}{d} \right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (329)$$

welcher Ausdruck für die höheren Geschwindigkeiten etwas grössere Werthe, als der Weisbach'sche, gibt.

Den kleinsten Gefällverlust gibt nach Iben a. a. O. die Formel von de Saint Venant mit:

$$h_1 = (0,023197 v^{-2/7}) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (330)$$

*) Druckhöhenverlust in geschlossenen eisernen Rohrleitungen, Denkschrift des Verbandes D. Arch.- u. Ing.-Vereine, im Auftrage bearbeitet von Otto Iben, Hamburg, Meissner, 1880. Für eine allfällige neue Auflage wäre eine vergleichende Durchrechnung zu empfehlen, da einzelne Ungenauigkeiten der Beachtung bei der Drucklegung entgangen sind.

**) Diese und die folgenden beiden Formeln werden auch gebraucht, wenn zur Druckhöhe h_1 noch eine weitere Höhe h_1' hinzukommt, welcher durch Verengung des Auslaufes das Gleichgewicht gehalten wird. Ob letztere Höhe h_1' , wenn sie bedeutend ist, wie in den Hochdruckwassertrieben (vergl. S. 879), nicht den Reibungskoeffizienten steigert, steht dahin. Versuche sind wünschenswerth.

***) Siehe Recherches experimentales relatives au mouvement de l'eau dans les tuyaux, Paris, Mallet-Bachelier, 1857.

Für $l = 100$, $d = 0,1$ erhält man, wenn die Schnelle $v = 0,5$ bis $3,0$ m:

$v =$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Nach Weisbach $h_1 =$	0,354	1,217	2,537	4,302	6,496	9,115
„ Darcy „	0,318	1,273	2,865	5,093	7,958	11,460
„ St. Venant „	0,355	1,182	2,369	3,877	5,687	7,774

Setzt man den Werth für v aus der Gleichung $h_1 = \zeta(l : D)(v^2 : 2g)$ in den obigen (327) für Q ein, so erhält man

$$Q^2 = \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 d^4 h_1 \frac{d}{l} \frac{2g}{\zeta} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^2 \frac{2g}{\zeta} d^5 \frac{h_1}{l} = \frac{12,102596}{\zeta} d^5 \frac{h_1}{l}.$$

Wird nun für überschlägliche Rechnungen, wie Dupuit empfiehlt*), ζ konstant gesetzt, so ergibt sich hieraus:

$$Q^2 = C d^5 \frac{h_1}{l}.$$

Dupuit setzt $C = 400$, d. i. $\zeta = 0,03025649$, womit man bekommt:

$$d^5 = \frac{l}{h_1} \left(\frac{Q}{20}\right)^2 \dots \dots \dots (331)$$

und hieraus angenähert**):

$$Q = \sqrt{\frac{h_1}{l} \left(\frac{d}{0,3}\right)^5} \dots \dots \dots (332)$$

Diese Formeln kann man so anwenden, dass man zuerst bei bekanntem Q und l und der verfügbaren Gefällshöhe h_1 die Rohrweite D so bestimmt, als solle h_1 ganz für die Reibung aufgehen, dann für D einen etwas grösseren Werth wählt, als die Reibung ergeben hat und darauf nach Weisbach oder Darcy u. s. w. den wirklichen Gefällsverlust für die Reibung bestimmt. Es mögen nun einige Beispiele folgen.

1. Beispiel. Bei dem grossen Düker aus §. 337, Fig. 1049 ist $D = 10,432$, $l = 353,8$ und $Q = 0,896$; daher berechnet sich v , wenn das Rohr voll läuft, zu $0,896 : 0,785 \cdot 0,432^2 = 0,896 : 0,1466 = 6,11$ m. Dies entspricht nach Weisbach einem Koeffizienten $\zeta = 0,01439 + 0,0094711 : 2,472 = 0,0182$. Damit kommt aus (328) $h_1 = 0,0182 (1353,8 : 0,432)$

*) Siehe Dupuit, Traité théorique et pratique de la conduite et de la distribution des eaux etc., Paris, Dunod, 1^{me} éd. 1854, 2^{me} éd. 1865.

***) $1 : 0,3^5$ gibt statt 400 den Werth 412; die Annäherung ist aber statthaft; Dupuit zieht die Form (332) der leichter scheinenden $Q = 20 \sqrt{(h_1 : l) d^5}$ vor, weil die Konstante 0,3 dem Koeffizienten ζ direkt proportional ist.

$(6,11^2 : 2 \cdot 9,81) = 108,56 \text{ m}$. Thatsächlich vorhanden ist aber bloss eine Gefällhöhe von 92,56 m. Der Weisbach'sche Koeffizient, der noch niedriger ist, als der Darcy'sche, ist also hier noch zu hoch. Bestimmt man ζ aus der vorhandenen Höhe $h_1' = 92,56$, so erhält man $\zeta = 0,0155$; der wirkliche Koeffizient müsste also noch etwas kleiner sein. — Die Formel von Saint Venant, $h_1 = 0,023197 \cdot (1353,8 : 0,432 \cdot 9,81) \cdot 6,11^{1-\frac{2}{7}}$, ergibt $h_1 = 88,4$, ein Werth, welcher etwas unter dem wirklichen Werth h_1' bleibt, aber demselben doch recht nahe kommt.

2. Beispiel. Die vorhin angeführte Schrift von Iben gibt S. 76 für eine dem Versuch unterworfenen Leitung in Stuttgart $l = 1102$, $D = 0,101$, $v = 0,629$. Damit erhält man nach Weisbach $\zeta = 0,0263$ und daraus $h_1 = 11,02 \cdot 0,526 = 5,7965$. Der Versuch aber lieferte $h_1 = 7,08$, und daraus $\zeta = 0,0322$. Der Unterschied ist wahrscheinlich den Einbauten, zwei Absperrschiebern und sechs Abzweigstutzen zuzuschreiben.

3. Beispiel. Ein anderer der in Stuttgart angestellten Versuche (Iben, S. 77) liefert aus $l = 92,0$, $D = 0,0257$, $v = 1,798$ den beobachteten Höhenverlust zu 25,271 m auf $l = 100 \text{ m}$ Rohrlänge. Nach Darcy erhielt man dafür $h_2 = 25,466 \text{ m}$, was sehr nahe mit dem Versuchsergebniss zusammentrifft, wie überhaupt bei mehreren Versuchen aus derselben Reihe geschieht; bei anderen Versuchen weicht indessen die Darcy'sche Formel wieder stark ab.

Wenn Luft statt Wasser die Röhre durchströmt, so verliert dieselbe nach Weisbach durch die Reibung eine Pressung, welche der Höhe h_1 einer Wassersäule von folgender Grösse entspricht:

$$h_1 = \xi_1 \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g\varepsilon} = 0,025 \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g\varepsilon} \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (333)$$

wobei ε das Verhältniss der Dichtigkeit der Rohrfüllung zu derjenigen der äusseren Luft bezeichnet. Da ε , wenn gepresste Luft im Rohre ist, stets grösser als 1 ist, fällt h_1 kleiner als bei Wasser aus, namentlich wenn die Luftspannung hoch ist. An den Druckluftleitungen des Gotthardtunnels sind werthvolle Versuche durch Ingenieur Stockalper angestellt worden*). Dieser gelangte dazu, dass die Darcy'sche Formel (329) ganz gut die Verhältnisse für Luft gebe, wenn man ihre Ergebnisse mit dem Verhältniss der Dichtigkeit der Luft zu der des Wassers multipliziert. Sehr werthvolle Mittheilungen hat auch Professor Unwin über Luftreibung gemacht, in welchen unter anderen der starke Einfluss von D auf ζ aus Versuchen nachgewiesen wird**).

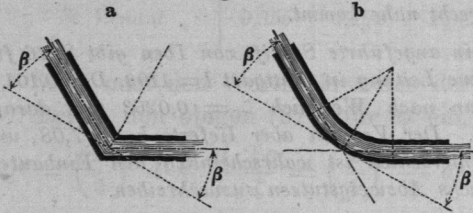
*) Stockalper, Expériences, faites au Tunnel de Saint Gotthard, sur l'écoulement de l'air comprimé, Genève 1879.

**) The coefficient of friction of air flowing in long pipes, Excerpt of the Proceedings of the Inst. of Civ. Engineers, London 1880.

4. Beispiel. Beim Bau des Hoosac-Tunnels in Massachusetts betrug in einer rund 36 000 m langen Druckluftleitung die Luftspannung bei den Luftpressen 821, im Tunnel vor Ort 801 Pfd. auf den Quadratzoll.

Widerstand in Knieröhren und Krümmern. In einem Knierohr, Fig. 1054 a, erfährt Wasser beim Durchgang einen bedeutenden Verlust

Fig. 1054.



an Druckhöhe, welcher sich nach Weisbach bei dem sogenannten Bricol- oder Abprallwinkel β durch folgende Formel ermitteln lässt:

$$h_2 = \xi_2 \frac{v^2}{2g} = (0,9457 \sin \beta^2 + 2,047 \sin \beta^4) \frac{v^2}{2g} \quad (334)$$

woraus folgt bei:

$\beta^0 =$	10	20	30	40	45	50	60	70
$\xi_2 =$	0,046	0,139	0,364	0,740	0,985	1,260	1,861	2,431

5. Beispiel. Das rechtwinklige Knie, bei dem also $\delta = 45^\circ$ ist, bedingt hiernach einen Druckverlust, welcher beinahe = dem Werthe $v^2 : 2g$ ist.

Im Krümmer, Fig. 1054 b, stellt sich der Verlust geringer, obwohl immer nicht vernachlässigbar klein, indem nämlich hier ist:

$$h_2 = \xi_2 \frac{\beta}{90} \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (335)$$

Dabei hängt ξ_2 von dem Verhältniss der Rohrweite d zum Krümmungshalbmesser r der Rohrmittellinie in folgender Weise ab.

$\frac{0,5D}{r} =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_2 =$	0,131	0,138	0,158	0,206	0,294	0,440	0,661	0,977	1,408	1,978

6. Beispiel. Für einen rechtwinkligen Krümmer, bei welchem $r = D$, hat man hiernach $h_2 = 0,294 \cdot (45 : 90) (v^2 : 2g) = 0,147 (v^2 : 2g)$, also ungefähr nur $\frac{1}{7}$ des Verlustes beim scharfen Knie von demselben Winkel.

Widerstände wegen plötzlicher Querschnittswchsel. Wenn Wasser in einer Röhrenleitung aus der Schnelle v_1 plötzlich in die Schnelle v übergehen muss, wie bei einer Leitung nach Fig. 1055 a, so verliert es einen Druck, welcher nach Weisbach gemessen wird durch die Höhe

$$h_3 = \frac{v_1^2 - v^2}{2g} = \left(\frac{F}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{v^2}{2g} = \xi_3 \frac{v^2}{2g} \quad \dots \quad (336)$$

wenn die Querschnitte F und F_1 sind, also $Fv = F_1 v_1$. Verdoppelung des Querschnittes führt also schon einen Druckhöhen-

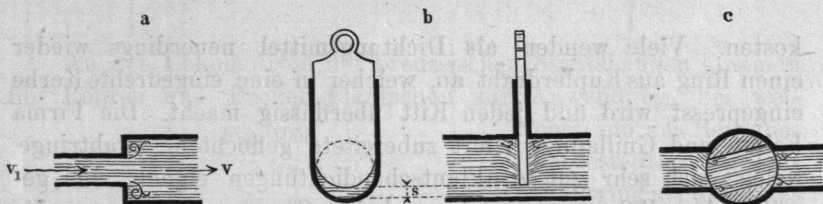
verlust = $v^2 : 2g$ herbei. Bei Schiebern in cylindrischen Röhren, Fig. 1055 *b*, Hähnen in ebensolchen Röhren, Fig. 1055 *e*, kommen auch Kontraktionswirkungen hinzu. Man soll setzen nach Weisbach für die genannten Schieber bei der:

Stellhöhe $s =$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
wobei $F_1 : F =$	0,948	0,856	0,740	0,609	0,466	0,315	0,159
$\zeta_s =$	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,00	97,80

und beim Hahn, wenn der

Stellwinkel =	10°	20°	30°	40°	50°	60°	65°	$82\frac{1}{8}^\circ$
wo $F_1 : F =$	0,850	0,692	0,535	0,385	0,250	0,137	0,091	0
$\zeta_s =$	0,29	1,56	5,47	17,3	52,6	206	486	∞

Fig. 1055.



Aus diesen Zahlen geht hervor, von welchem bedeutenden Einfluss die Schieberkasten, Schlammfänge und ähnliche, eine Unstetigkeit verursachende Einbauten in Röhrenleitungen für die Wasserbewegung sind. Stets wird man suchen müssen, die Plötzlichkeit der Uebergänge zu mildern, durch eingeschaltete Kurven im Profil abzuschwächen, indem dadurch ein grosser Theil der Verluste vermieden werden kann. Für gasförmige Flüssigkeiten fallen die Verluste wegen der geringeren Massendichtigkeit beträchtlich geringer aus, verdienen aber immerhin Beachtung. Wegen anderweitiger Leitungswiderstände, so auch derjenigen, welche das Wasser in Kanälen und Flüssen erfährt, muss auf die Lehrbücher der Hydromechanik verwiesen werden.

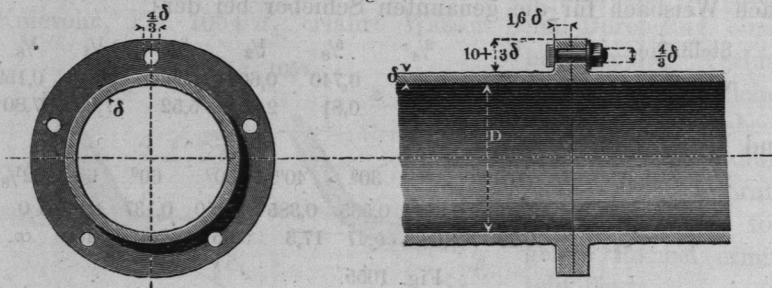
§. 341.

Verbindungen für gusseiserne Röhren.

Eine sehr viel gebrauchte Verbindung gusseiserner Röhren ist die Flantschenverbindung Fig. 1056 (a. f. S.). Die anzuwendenden Verhältnisse sind in der Figur angegeben. Früher liess man zwischen den Schraubenlöchern und dem inneren Rande gewöhnlich eine Arbeitsleiste stehen; jetzt wird dieselbe meistens weg-

gelassen, da das Geradesteichen der ganzen Flantsche die Verbindung schöner und genauer macht, ohne wesentlich mehr zu

Fig. 1056.



kosten. Viele wenden als Dichtungsmittel neuerdings wieder einen Ring aus Kupferdraht an, welcher in eine eingedrehte Kerbe eingepresst wird und jeden Kitt überflüssig macht. Die Firma Felten und Guillaume liefert zubereitete geflochtene Drahringe, welche sich sehr gut zu Flantschendichtungen eignen. Bei gewöhnlichen Röhren von nicht zu hoher Spannung kann man die Anzahl \mathfrak{A} der Flantschenschrauben nehmen:

$$\mathfrak{A} = 2 + \frac{D}{50} \quad \dots \dots \dots (337)$$

Hiernach erhält ein Rohr von 100 mm Weite vier Schrauben, eines von 200 mm Weite deren sechs. Ein Luftpumpencylinder von 1500 mm Weite erhält nach (337) $2 + 1500 : 50 = 32$ Schrauben.

Bei einigermaassen starkem innerem Druck, der gegen Boden oder Deckel gerichtet ist, ist es aber besser, \mathfrak{A} nach folgender Formel zu nehmen:

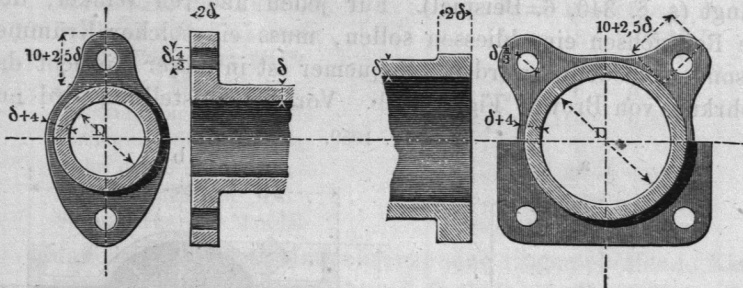
$$\mathfrak{A} = \frac{a}{160} \left(\frac{D}{d} \right)^2 \quad \dots \dots \dots (338)$$

wobei d die Schraubendicke, D die Rohrweite, a die Anzahl der Atmosphären der im Rohr herrschenden Spannung bezeichnet. Hierbei ist die Dicke d_1 des Schraubenkerns $= 0,8 d$ und die im Schraubenkern eintretende Spannung $= 2,5$ gesetzt, wie in Formel (72).

Beispiel. Ein Dampfzylinder von 1000 mm Weite und 4 at innerem Ueberdruck erhält nach (320) eine Wanddicke $\delta = 20 + 1000 : 100 = 30$ mm, also nach obiger Figur eine Deckelschraubendicke $d = \frac{4}{3} \cdot 30 = 40$ mm, wobei die Schraubenanzahl nach (338) zu nehmen ist: $\mathfrak{A} = (4 : 160) (1000 : 40)^2 = 625 : 40 = 15,6 \sim 16$ (vergl. Kap. XXVI am Schluss).

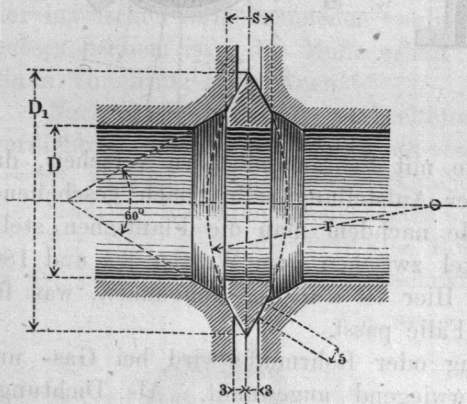
Die Ohrflantsche, Fig. 1057, ist eine oft gebrauchte Abänderung der Kreisflantsche; ihre Dicke wird wegen der geringeren Ansatzfläche = 2 bis 2,5 δ statt 1,6 δ gemacht.

Fig. 1057.



An den Lokomotiven der preussischen Staatsbahnen kommen für Röhren und Deckel Flantschen zur Anwendung, bei welchen ein aus Rothguss hergestellter Verdichtungsring in Form eines Linsenausschnittes als Zwischenmittel angewandt ist, Fig. 1058.

Fig. 1058.



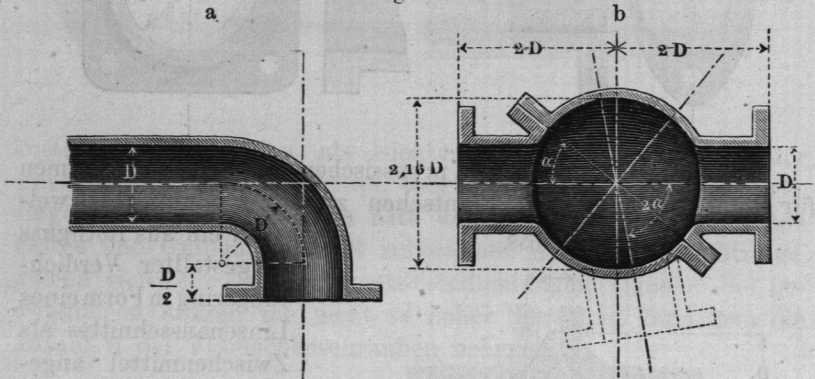
Diese, von Wöhler angegebenen Dichtungsringe führen den Namen Dichtungslinsen. Sie werden in ihre Sitze dicht eingeschliffen und haben sich sehr gut bewährt. Die folgende kleine Tabelle gibt die, durch die „Normalien für die Betriebsmittel der preussischen Staatsbahnen“ festgestellten Abmessungen der in 30 Grössen angewandten Dichtungslinsen an.

Die folgende kleine Tabelle gibt die, durch die „Normalien für die Betriebsmittel der preussischen Staatsbahnen“ festgestellten Abmessungen der in 30 Grössen angewandten Dichtungslinsen an.

D	= 15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
D_1	= 40	45	55	60	60	70	75	75	80	90	90	95	105	105	110
r	= 30	30	45	45	45	60	60	60	60	75	75	75	90	90	90
s	= 13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
D	= 90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
D_1	= 115	120	130	135	140	140	145	150	165	170	170	175	180	185	190
r	= 90	90	110	110	110	110	110	110	130	130	130	130	130	130	130
s	= 13	13	16	16	16	16	16	16	20	20	20	20	20	20	20

Ein mit der Flanschenverbindung versehenes Rohrknie oder einen Krümmer zeigt Fig. 1059 a: Die Krümmung darf nicht zu scharf gemacht werden, damit die Winkleitung des etwa durch das Rohr zu leitenden Wassers nicht zu viel Stossverlust mit sich bringt (s. §. 340, 6. Beispiel). Für jeden anderen Winkel, den die Rohrachsen einschliessen sollen, muss ein solcher Krümmer besonders modellirt werden. Bequemer ist in dieser Hinsicht das Rohrknie von Brown, Fig. 1059 b. Vor der Aufstellung wird nur

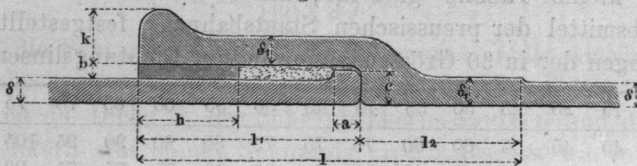
Fig. 1059.



das eine der Kniestücke mit Schraubenlöchern versehen, das andere wird erst bei der Aufstellung selbst nach geschehener Anzeichnung gebohrt. Je nachdem man die Flanschen stellt, kann man den Kniewinkel zwischen dem Werthe 2α und 180° nach Belieben wählen. Hier ist $\alpha = 40^\circ$ genommen, was für die meisten praktischen Fälle passt.

Die Muffenverbindung oder Rohrmuffe wird bei Gas- und Wasserleitungsröhren vorwiegend angewandt. Als Dichtungs-

Fig. 1060.



stoff dient Blei, welches man sehr zweckmässig in der Form von fertigen Halbringen einsetzt und feststemmt, nachdem eine Wergunterlage in die Muffe geschoben worden.

Das erweiterte Ende des Rohrs nennt man das Muffenende, das andere das Mandelende. Die Abmessungen an der Muffe

und der Mandel können nach folgenden sorgfältig gewählten Verhältnisszahlen genommen werden. Die Rohrwanddicke δ wird nach (318) bestimmt, also $\delta = 8 + \frac{1}{80} D$ genommen; sodann nehme man:

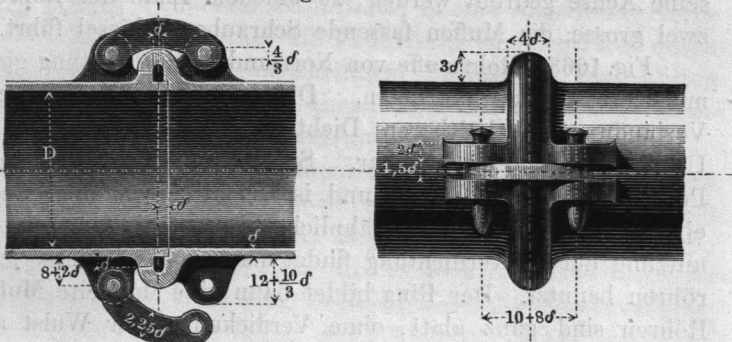
Wandstärke der Muffe	$\delta_1 = 10 + 0,0135 D$
Stärke des Muffenkranzes	$k = 18 + 0,0025 D$
Innere Länge der Muffe	$l_1 = 67 + 0,11 D$
Länge des Muffenhalses	$l_2 = 49 + 0,09 D$
Gesamtlänge der Muffe	$l = 116 + 0,20 D$
Lichtweite der Dichtung	$b = 5 + 0,007 D$
Höhe des Bleiringes	$h = 28 + 0,07 D$
Höhe der Mandel	$a = 1,2 \delta$
Wandstärke der Mandel	$c = \delta + b - 2.$

Manche geben dem Muffenkranze eine ringsumlaufende Kerbe im Innern, welche die Bleidichtung festhalten soll; andere erklären diese Kerbe wegen der Weichheit des Dichtungsmetallcs für vollständig nutzlos. Häufig findet man auch neuerdings den Wulst am umschlossenen Rohrende ganz weggelassen (was namentlich bei der inzwischen aufgekommenen englischen Methode des Röhrengusses bequem ist); die Muffe erhält dafür am inneren Rande einen Vorsprung nach innen.

Nach einer in Belgien verbreiteten Methode wird die Bleiverdichtung durch einen Gummiring von Globoidform (s. Fig. 637 a) ersetzt, welcher beim Ineinanderschieben von Mandel und Muffe gleichsam in die Muffe hineingerollt wird.

Fig. 1061 stellt die Petit'sche Röhrenverbindung dar. Ein in die kurze Muffe gelegter Kautschukring wird, indem man die

Fig. 1061.

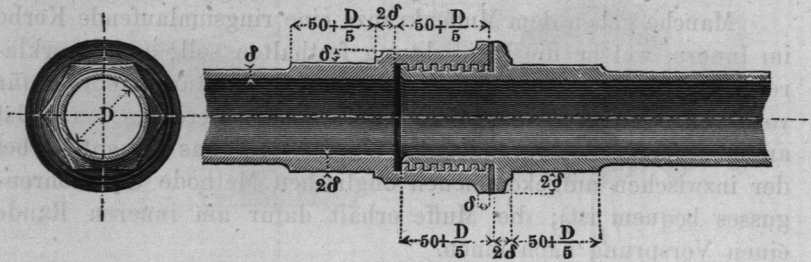


Röhren selbst als Hebel benutzt, stark zusammengepresst, zwei Klauen mit schmiedeisernen Stiften halten das Rohrschloss zusammen. Vorstehende Röhrenverbindung, welche u. a. bei der

grossen Wasserleitung im Lager von Châlons angewandt wurde, stellt sich namentlich bei Wasserröhren erstlich sehr billig, gestattet sodann eine grosse Schnelligkeit im Legen langer Rohrstränge, und bietet endlich eine gewisse Beweglichkeit dar, welche in unregelmässigem Boden von ganz besonderem Werthe ist. Es scheint empfehlenswerth, das Ohr stärker zu machen, als Petit angibt.

Eine Schraubmuffe für gusseiserne Wasserleitungsröhren*) stellt Fig. 1062 dar. Das Schraubengewinde ist gleich angegossen, als Dichtungstoff Blei in einem über das äussere Gewinde

Fig. 1062.



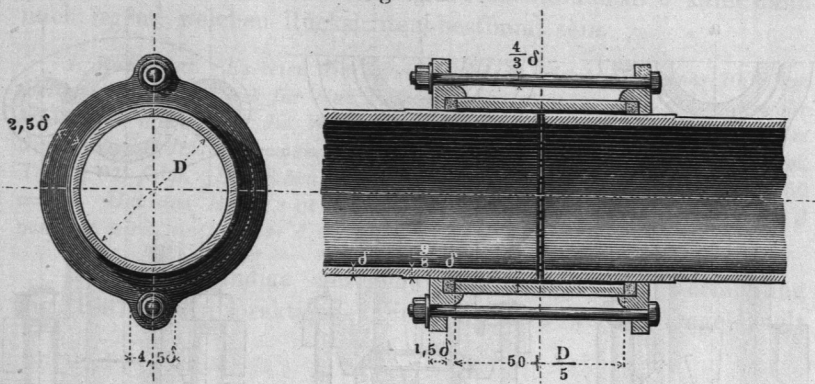
gestreiften Ringe angewandt. Diese Verbindung kann man sich als eine Flanschenverbindung mit einer einzigen Schraube vorstellen, welche letztere mit dem Rohre konaxial gemacht, und soviel erweitert ist (siehe §. 86), dass sie die Rohrhöhlung in sich aufnehmen kann. Da die Schraube mit dem Rohre eintrummig ist, muss beim Anschrauben das zuletzt gelegte Rohr selbst um seine Achse gedreht werden, zu welchem Ende der Röhrenleger zwei grosse, die Muffen fassende Schraubenschlüssel führt.

Fig. 1063. Rohrmuffe von Normandy. Die Dichtung geschieht mit zwei Kautschukringen. Diese höchst einfach gebaute Verbindung ist, haltbaren Dichtungstoff vorausgesetzt, unter Umständen sehr brauchbar. Sie hat die Beweglichkeit des Petit'schen Rohrschlusses, und ist leicht aufzustellen und auseinanderzunehmen. Eine ähnliche Stossverbindung unter Benutzung der Bleiverdichtung findet man auch bei Wasserleitungsröhren benutzt. Der Ring bildet dann eine doppelte Muffe; die Röhren sind ganz glatt, ohne Verdickung oder Wulst an den Enden hergestellt.

*) Das Hüttenwerk Lauchhammer benutzt und liefert die folgende Verbindung für Röhren bis zu 50 bis 60 mm Lichtweite.

Der Abstand der Mittelebenen der beiden Stossverbindungen eines Rohres heisst dessen Baulänge. Diese kann bei geraden

Fig. 1063.



gusseisernen Röhren immer wenigstens zwischen 1 und 2 Meter betragen, und wird bei langen Leitungen soviel als thunlich grösser genommen. Bei Muffenröhren für Gas und Wasser findet man bei $D = 100$ mm die Baulänge 2 bis 3 m

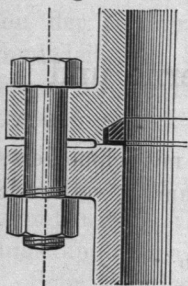
300 mm " " 3 " 4 m

600 mm und darüber 4 m

ausgeführt.

Für Hochdruckwasserleitungen empfiehlt Riedler*) als vorzüglich bewährt die in Fig. 1064 dargestellte Stulpdichtung. Die

Fig. 1064.



auf der Drehbank glatt abgestochenen Flantschen werden ohne Zwischenmittel fest aufeinander geschraubt; in eine eingedrehte Kerbe ist vorher ein Lederstulp eingelegt, der durch einen zweitheiligen Springring festgehalten wird; unter Umständen kann wohl der Haltering auch eintrümig hergestellt werden.

Hoppe wendet für Hochdruckröhren aus Gusseisen, wenn sie in nachgiebigem Erdreich ruhen sollen, eine, ebenfalls mit Stulpdichtung ausgerüstete Kugelflantsche an**). Drei Bauarten derselben sind in Fig. 1065 (a. f. S.) dargestellt. a Einfache Kugelflantsche; der Dichtungsstulp wird durch einen quer zur Achse getheilten

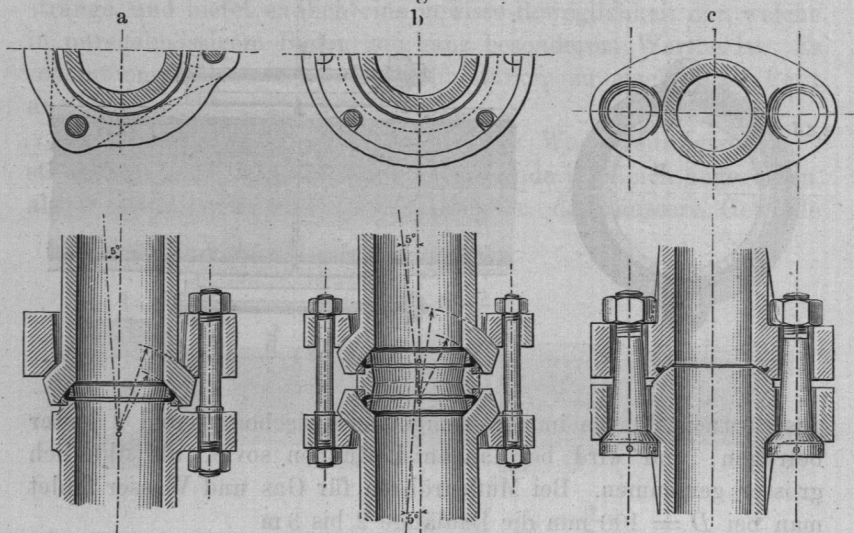
*) Siehe Riedler, Unterirdische Wasserhaltungsmaschinen mit gesteuerten Ventilen, Z. D. Ingenieure 1880 (Band XXXII) S. 481 ff.

***) D. R.-P. 42126 nebst Zusatzpatent.

Reuleaux, Konstrukteur.

Haltering aus Bronze in richtiger Lage gehalten; Ablenkungsweite 5° . b Doppelte Kugelflantsche, von 10° Ablenkungsweite,

Fig. 1065.



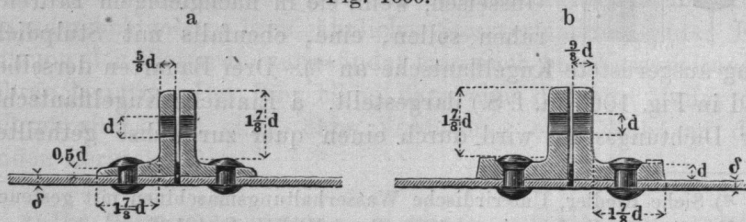
im übrigen wie a gebaut. Die dritte Form, c, welche die neueste ist, bedarf keines besonderen Halteringes für den Stulp; auch ist ihre Beweglichkeit anders erzielt als bei a und b, indem nämlich den beiden Verbindungsschrauben am Kopf ein Kugelgelenk gegeben ist.

§. 342.

Verbindungen für schmiedeiserne und stählerne Röhren.

Genietetete Leitungsröhren werden manchmal mit schmiedeisernen oder gusseisernen Flantschen, Fig. 1066 a und b, verbunden.

Fig. 1066.



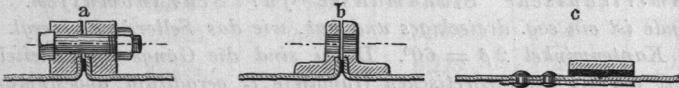
Wenn nicht andere Rechnungsunterlagen vorhanden sind, kann

man die Schraubendicke und -Anzahl so bestimmen, als ob das Rohr aus Gusseisen bestände, und dann die in der Figur angegebenen Verhältnisse benutzen. Die Rohrwanddicke δ kann dann nach irgend welchen Rücksichten bestimmt sein.

1. *Beispiel.* Es seien die schmiedeisernen Flantschen eines 1000 mm weiten Aufschlagrohres für eine Turbine zu bestimmen. Als Gusseisenrohr erhielt es nach (318) die Wanddicke $\delta = 8 + 1000 : 80 = 20,5$, woraus die Schraubendicke d gemäss Fig. 1056 $= 4/3 \cdot 20,5 = 27,33 \sim 26$ (vergl. Tab. §. 81) folgt. Die Schraubenanzahl n kommt nach (337) $2 + 1000 : 50 = 22$. Hat das Rohr 2 at inneren Druck, so erhält man, wenn $\epsilon = 3$ gewählt wird, nach (324) $\delta = 1000 \cdot 0,02 : 2 \cdot 3 = 3,33 \sim 3,5$ mm.

Für dünnwandige gezogene Röhren ist die Verbindung Fig. 1067 a sehr praktisch. Die Rohrenden werden umgebörtelt

Fig. 1067.



und mit der Umbörtelung in ausgedrehte Versenkungen der gusseisernen Flantschenringe eingesenkt; für die Köpfe der Schrauben empfiehlt sich der hier angegebene ringsumlaufende Falz als Kopfhalter (vergl. Fig. 427). b ähnliche Verbindung mit schmiedeisernen Winkelringen als Flantschen*). Die in §. 337 besprochenen dünnwandigen schmiedeisernen Röhren erhalten, wenn sie unter besonders hohem innerem Drucke stehen, eine Stutzenverbindung, wie sie in Fig. c dargestellt ist. In das eine der zu verbindenden Rohrenden wird ein gut passender schmiedeiserner Stutzen eingeschoben und darin festgenietet, darauf das andere Rohrende über das vorstehende Stück des Stutzens gesteckt und nun ein lose passender schmiedeiserner Ring über die Fuge geschoben. Dieser bildet eine äussere Muffe, in deren Hohlraum Blei eingegossen und sorgfältig verstemmt wird. Verbindungen dieser Art wirken auch als Dehnungskupplungen (vergl. §. 338).

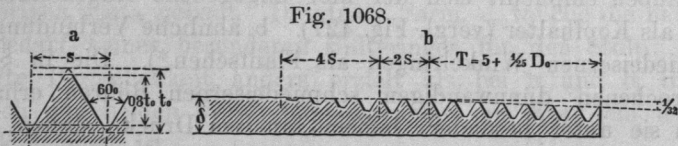
Sehr wichtige Bautheile sind die Verbindungen für gezogene schmiedeiserne, stählerne etc. Röhren. Die Verbindung geschieht am zweckmässigsten mittelst Verschraubung und zwar bedient man sich dabei besonderer Hilfsstücke, die man Versetzstücke

*) Eine Flantschenverbindung für schmiedeiserne Dampfrohre mit aufgeschweissten konischen Ringen, von De Naeyer, s. Z. D. Ingenieure 1886 (Bd. XXX) S. 106.

oder kürzer Setzstücke nennen kann. Für den glatten Rohrstrang dienen Doppelmuffen aus dem Baustoff der zu verbindenden Röhren, für Winkel und Verzweigungen Winkelmuffen und sog. T-Stücke. Sehr empfehlenswerth ist die amerikanische Methode, die Gewinde konisch herzustellen, so dass unter Anwendung von ganz wenig Kitt die Verbindung durch blosses Ineinanderschrauben der Voll- und Hohlgewinde dicht gemacht werden kann.

Die amerikanischen Maschineningenieure haben mit grosser Sorgfalt Normalien oder Standmaasse für ihre Rohrmuffengewinde festgestellt und seit 1887 allgemein angenommen, wobei wesentlich die Vorschläge des (verstorbenen) Ingenieurs Briggs Annahme gefunden haben*).

Amerikanische Standmaasse für Schraubmuffen. Das Gewinde ist ein sog. dreieckiges und hat, wie das Sellers'sche (vergl. §. 76) einen Kantenwinkel $2\beta = 60^\circ$. Dabei sind die Gänge an Scheitel und Wurzel um $\frac{1}{10}$ der theoretischen Gangtiefe t_0 geradlinig abgestumpft, so dass die bleibende wirkliche Gangtiefe $t = 0,8t_0$ und $= 0,69$ der Steigung s wird, s. Fig. 1068 a. Sodann ist der Gewindeanschnitt auf dem Rohr am freien Ende zugespitzt, s. Fig. 1068 b, und zwar mit $\frac{1}{32}$ Anzug an



jeder Seite. Die Länge dieses konischen Theiles ist festgesetzt zu $T = (4,8 + 0,8 D) s$; sie ist zugleich die Länge des mit Gewinde versehenen Theiles der Muffe. Auf den konischen Theil folgt ein Stück von der Länge $T_1 = 2s$, in welchem die Gänge an der Wurzel noch ausgeschnitten, am Scheitel aber nach dem Cylinder D_0 abgestumpft sind. Daran schliesst sich ein Stück von der Länge $T_2 = 4s$ an, in welchem die Gänge an Wurzel und Scheitel abgestumpft sind und zwar so, dass das Gewinde so zu sagen verschwindend in den Cylinder D_0 ausläuft. Die Wanddicke δ des Rohres ist so vorausgesetzt, dass am äusseren Ende von T die Stoffdicke innerhalb der Gewindewurzel $= 0,025 + 0,0175 D_0$ bleibt. Die Gewindesteigung s ist begreiflicherweise weit feiner gewählt, als bei Befestigungsschrauben von gleicher Dicke (es ist „erweitertes Gewinde“, vergl. §. 86) und zwar sind nur fünf Werthe der Steigung s , entsprechend

*) Vergl. Transactions of the Am. Soc. of Mech. Engineers Vol. VII (1885—86) S. 311, Bond, Standard pipe and pipe threads, sowie ebenda S. 20 und 414; sodann Vol. VIII (1886—87) S. 29, Report of the Committee on standard pipe and pipe threads, und S. 347, Final report of the Committee etc.

den in den Ver. Staaten üblich gewordenen Abmessungen, angenommen worden, diejenigen nämlich von:

$$s = \frac{1}{27}, \frac{1}{18}, \frac{1}{14}, \frac{1}{11,5} \text{ und } \frac{1}{8} \text{ Zoll.}$$

Folgende Tafel gibt eine Zusammenstellung der vereinbarten Grössen.

Vereinbarte amerikanische Gewinde für Rohrmuffen.

Angebliche Lichtweite in Zoll	Wirkliche Lichtweite D Zoll	Wirklicher äuss. Dchm. D ₀ Zoll	Wanddicke δ in Zoll	Gewinde- Gänge auf 1" = $\frac{1}{s}$	Länge T in Zoll
$\frac{1}{8}$	0,270	0,405	0,068	27	0,19
$\frac{1}{4}$	0,364	0,540	0,088	18	0,29
$\frac{3}{8}$	0,494	0,675	0,091	18	0,30
$\frac{1}{2}$	0,623	0,840	0,109	14	0,39
$\frac{3}{4}$	0,824	1,050	0,113	14	0,40
1	1,048	1,315	0,134	11 $\frac{1}{2}$	0,51
1 $\frac{1}{4}$	1,380	1,660	0,140	11 $\frac{1}{2}$	0,54
1 $\frac{1}{2}$	1,610	1,900	0,145	11 $\frac{1}{2}$	0,55
2	2,076	2,375	0,154	11 $\frac{1}{2}$	0,58
2 $\frac{1}{2}$	2,468	2,875	0,204	8	0,89
3	3,067	3,500	0,217	8	0,95
3 $\frac{1}{2}$	3,548	4,000	0,226	8	1,00
4	4,026	4,500	0,237	8	1,05
4	4,508	5,000	0,246	8	1,10
5	5,045	5,563	0,259	8	1,16
6	6,065	6,625	0,280	8	1,26
7	7,023	7,625	0,301	8	1,36
8	8,082	8,625	0,322	8	1,46
9	9,000	9,688	0,344	8	1,57
10	10,019	10,750	0,366	8	1,68

Anzug des konischen Schraubenendes = $\frac{1}{32}$ auf jeder Seite.

Es sei bemerkt, dass sich die Wanddicke δ der Tafel recht gut durch die Formel $\delta = 0,111 \sqrt{D_0}$ ausdrücken lässt. Dieselbe liefert für $D_0 = 0,405, 1,050, 4,000$ und $10,750$ die Werthe $0,071, 0,114, 0,222, 0,364$, welche wohl unbeanstandet für die vereinbarten hätten gebraucht werden können.

Für das Muttergewinde in der Muffe gilt dasselbe Profil, wie es Fig. 1069 b angibt, doch führen die Fabrikanten das Hohlgewinde so aus, dass es an der konischen Stelle einen etwas stärkeren Anzug als $\frac{1}{32}$ hat, so dass die auf Sprengung der Muffe wirkende Kraft an deren stärkstem Punkte angreift.

Was die Abmessungen von D_0 über 10,75 Zoll hinaus angeht, haben wir wohl anzunehmen, da sich der beauftragte Ausschuss darüber nicht ausspricht, dass die Steigung von $\frac{1}{8}$ " auch für dickere Röhren, soweit solche noch Schraubmuffen erhalten, beizubehalten sein werde.

Angesichts der raschen Zunahme im Verbrauch gezogener Röhren in Deutschland empfiehlt es sich, auch für uns Standmaasse zu vereinbaren, nach welchen die Gewinde der Rohrmuffen anzufertigen sein würden*). Es wird nicht angehen, die amerikanischen Vereinbarungen unmittelbar herüberzunehmen, da wir uns an das metrische Maasssystem zu halten haben. Letzterem sind vor allem anderen die Durchmesser-Abstufungen anzupassen. Bezüglich der von den in Amerika so genau untersuchten anderen Verhältnisse wird man sich, unter Berücksichtigung unseres Maasssystems, den dortigen Vereinbarungen recht genau anschliessen dürfen. Die folgenden Vorschläge suchen diese Bedingungen zu erfüllen.

Vorschläge zu metrischen Standmaassen für Schraubmuffen.

Das Gewinde werde, wie bei den amerikanischen Vereinbarungen, so profiliert, dass der Kantewinkel 2β auf 60° festgesetzt wird. Die Abstumpfung an Scheitel und Wurzel der Gänge werde sodann, ebenso wie dort, $= \frac{1}{10}$ der theoretischen Gangtiefe t_0 gemacht, so dass die wirkliche Gangtiefe $t = 0,8 t_0$, oder (da $t_0 = \cos 30 \cdot s = 0,866 s$ ist) $= 0,8 \cdot 0,866 s \sim 0,69 s$ ausfällt. Ohne weiteres beibehalten werde ebenfalls die erprobte Zuspitzung von $\frac{1}{32}$ Anzug. Die Länge T des konischen Theiles des Gewindeanschnittes, dessen Gänge voll ausgeschnitten sind, werde gemacht: $T = (5 + \frac{1}{25} D_0) s$, was nahe mit den obigen Abmessungen übereinstimmt; dann aber werde das Mass T , der einfacheren Messungen wegen, abgerundet. Die Längen $T_1 = 2 s$ und $T_2 = 4 s$ werden beibehalten. Die Wanddicke δ wählen wir, unter blosser Umrechnung unserer obigen, die amerikanische ersetzenden Formel, zu $\delta = 0,555 \sqrt{D_0}$, runden das damit erhaltene Mass aber schliesslich ab. Endlich nehmen wir für die Steigungen der Gewinde die folgenden Grössen an:

$$s = \begin{array}{cccccc} 1, & 1,4, & 1,8, & 2,2 & \text{und} & 3,2 \text{ mm} \\ [0,94] & [1,41] & [1,81] & [2,21] & \text{"} & [3,17] \text{ Zoll,} \end{array}$$

welche sehr nahe mit den in Klammern hier beigefügten Werthen der amerikanischen Stufenfolge zusammentreffen, so nahe, dass mit Ausnahme

*) Dem Verbande der Gas- und Wasserfachmänner möchte wohl die Aufgabe zufallen, bezügliche Schritte zu thun.

des ersten Werthes die Gewinde mit einander vertauschbar genannt werden können. In der nachfolgenden Tafel sind die Verhältnisse für $D_0 = 10$ bei 325 mm zusammengestellt.

Vorgeschlagene metrische Gewinde für Rohrmuffen*).

Aeuss. Dchm. D_0	Wanddicke δ	Licht- weite D	Steigung s	Gewinde- länge T	Länge T_1 = $2s$	Länge T_2 = $4s$
10	1,75 ~ 1,75	6,5	1,0	5,4 s ~ 5,5	2,0	4
15	2,15 " 2,00	11,0	1,4	5,6 s " 7,5	2,8	5,6
20	2,48 " 2,50	15,0	1,4	5,8 s " 8	2,8	5,6
25	2,78 " 2,75	19,5	1,8	6,0 s " 11	3,6	7,2
30	3,04 " 3,00	24,0	1,8	6,2 s " 12	3,6	7,2
35	3,29 " 3,25	28,5	2,2	6,4 s " 14	4,4	8,8
40	3,51 " 3,50	33,0	2,2	6,6 s " 15	4,4	8,8
50	3,92 " 4,00	42,0	2,2	7,0 s " 15	4,4	8,8
60	4,30 " 4,25	51,5	2,2	7,4 s " 16	4,4	8,8
70	4,65 " 4,75	60,5	3,2	7,8 s " 25	6,4	12,8
80	4,85 " 5,00	70,0	3,2	8,2 s " 26	6,4	12,8
90	5,27 " 5,25	79,5	3,2	8,6 s " 28	6,4	12,8
100	5,55 " 5,50	89,0	3,2	9 s " 29	6,4	12,8
110	5,82 " 5,75	98,5	3,2	9,4 s " 30	6,4	12,8
120	6,08 " 6,00	108,0	3,2	9,8 s " 31	6,4	12,8
130	6,33 " 6,25	117,5	3,2	10,2 s " 33	6,4	12,8
140	6,57 " 6,50	127,0	3,2	10,6 s " 34	6,4	12,8
150	6,80 " 6,75	136,5	3,2	11 s " 36	6,4	12,8
175	7,34 " 7,25	160,5	3,2	12 s " 38	6,4	12,8
200	7,85 " 7,75	184,5	3,2	13 s " 42	6,4	12,8
225	8,33 " 8,25	208,5	3,2	14 s " 45	6,4	12,8
250	8,77 " 8,75	232,5	3,2	15 s " 48	6,4	12,8
275	9,20 " 9,25	256,5	3,2	16 s " 51	6,4	12,8
300	9,51 " 9,50	281,0	3,2	17 s " 54	6,4	12,8
325	10,01 " 10,00	305,0	3,2	18 s " 58	6,4	12,8

Anzug des konischen Schraubenendes = $\frac{1}{32}$ auf jeder Seite.

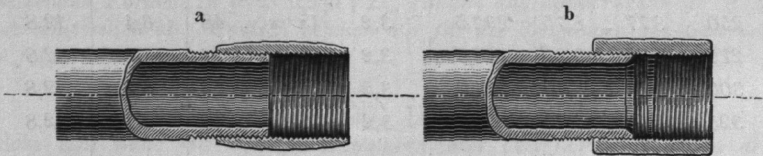
*) Die hier gemachten Vorschläge sind von mir den Mannesmann'schen Röhrenwerken in Remscheid, Saarbrücken und Komotau vorgelegt worden und haben daselbst Annahme gefunden.

Ausgegangen ist hier von dem äusseren Durchmesser D_0 des Rohres; es könnte in Frage kommen, ob es nicht besser sei, wie üblich, von der Lichtweite D auszugehen. Allein ersteres empfiehlt sich unzweifelhaft mehr wegen der Setzstücke, welche man jetzt auf Standmaasse zu bringen eifrig bestrebt ist; man sieht auch schon an der amerikanischen Tabelle, S. 1013, wie weit oft die angebliche oder Benennungsrohrweite von der wirklichen abweicht, so dass man wie in stiller Uebereinkunft nur der Rohrsorte einen Namen damit gibt. Bei Annahme fester Stufen für D_0 bleibt dem Entwerfer oder Fabrikanten überlassen, die Wanddicke δ vielleicht kleiner zu wählen, als die Tabelle angibt, unter Umständen auch grösser. Wenn mit D_0 über 325 mm hinausgegangen werden soll, könnte man für die gewöhnlichen Fälle $\delta = 10$ mm wohl beibehalten, wenn nicht sogar, auch schon für kleinere D_0 , eine kleinere Wanddicke als ausreichend erachtet wird.

Die Herstellung der Gewinde, für Rohre wie für Muffen, erfordert eine ausserordentliche Genauigkeit und Sorgfalt, wenn die Setzstücke austauschbar sein sollen, wohin man jedenfalls wird trachten müssen. Starke und sehr genau gearbeitete Maschinen zum Gewindeschneiden, und zu diesen wieder Hilfsmaschinen zum Herstellen der Gewindestähle, sowie äusserst genaue Messwerkzeuge sind unerlässlich für das Gelingen. In Amerika ist man damit auf hoher Stufe der Vollendung angelangt.

Setzstücke mit Schraubmuffen für gezogene Röhren. Die einfache gerade Schraubmuffe zur Verbindung aufeinanderfolgender Röhren von gleicher Dicke D_0 wird mit Vorzug aus Schmiedeisen oder Stahl hergestellt. Es ist von ihr nur zu sagen, dass sie zwei Muttergewinde von der Länge T (s. Tab. auf S. 1015) zu bekommen hat, vergl. Fig. 1069 a, welche um einen kleinen

Fig. 1069.

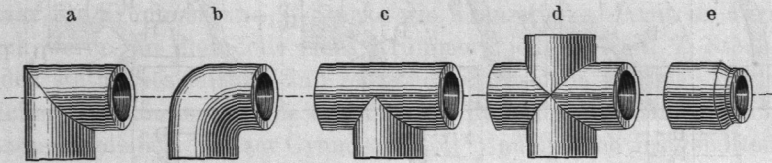


Spielraum für etwaiges Vortreten der Stossenden der Röhren auseinanderstehen. In manchen Fällen muss man die Verbindung als Zwischenschraube (Rechts- und Linksschraube) behandeln, siehe

Fig. b, um zwei Rohrstücke, die man nicht um ihre geometrischen Achsen drehen darf, verbinden zu können. Für anderartige Verbindungen sind schmiedeiserne oder stählerne Setzstücke in mehreren Formen im Gebrauch, wovon Beispiele in Fig. 1070.

a rechtwinkliges Kniestück, b Krümmer, c sogen. T-Stück, gleichsam aus zwei Kniestücken zusammengesetzt, d Kreuzstück, ebenfalls wie aus zwei Kniestücken gebildet, e Absatzmuffe. Alle

Fig. 1070.

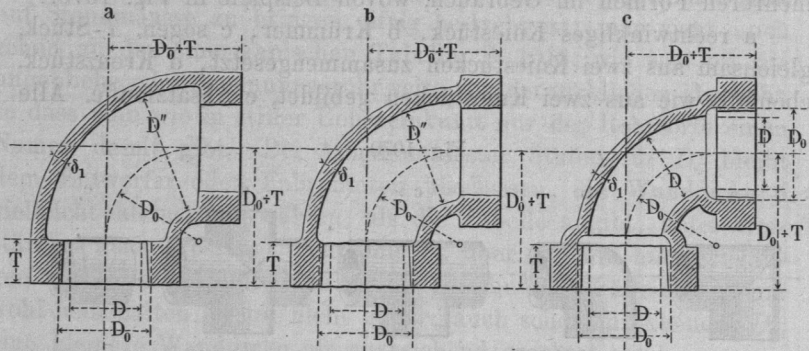


diese Verbindungskörper gehen für die Leitung gasförmiger Druckorgane ganz gut an; für tropfbar flüssige, wie Wasser, Soole, Oel, sind sie, mit Ausnahme des Krümmers b, nur dann empfehlenswerth, wenn die Flüssigkeitsschnelle klein ist, oder man sich die Druckhöhenverluste, welche die plötzlichen Uebergänge mit sich bringen, gefallen lassen will. Für wichtige und viel Kraft beanspruchende Leitungen kommt man aber mehr und mehr dazu, durch gut geformte Setzstücke die Druckverluste herabzuziehen. Die Herstellung der Setzstücke aus Gusseisen lässt eine angemessene Formung derselben leicht zu, weshalb solche Setzstücke in England und Amerika, wo die Verwendung gezogener Röhren ausserordentlich gross ist, in starkem Gebrauch sind, man auch bereits bestrebt ist, Standmaasse für dieselben festzusetzen.

Das wichtigste Setzstück ist der Krümmer, indem von dem scharfen Knie wegen seines grossen Druckverlustes (S. 1002) für wichtige Leitungen abgesehen werden muss. Fig. 1071 (a. f. S.) stellt den gusseisernen Krümmer in drei zur Wahl stehenden Formen dar, gezeichnet unter der Voraussetzung, dass das oben (S. 1012) besprochene konische Gewinde zur Anwendung zu bringen sei. Form b ist die beliebteste, Form a wird von Manchen ihrer Schlichtheit wegen vorgezogen. Form c wird hier in Vorschlag gebracht. Je nachdem man sich für die eine oder andere Form entscheidet, nimmt man mehr oder weniger Druckhöhenverluste in den Kauf. Diese Verluste verdienen berechnet zu werden. Es sind ihrer zwei, einer für die Krümmung — es ist hier der

Krümmungshalbmesser $r = D_0$ genommen — und einer für die Erweiterung und darauf folgende Verengung.

Fig. 1071.



2. Beispiel. Die Figur stellt in halber Grösse die Krümmen für $D_0 = 25$ mm dar; angenommen werde $v = 2$ m. Dann hat man nach (335) für die Krümmung: $h_2 = \zeta(\beta:90)(4:2 \cdot 0,981) = \zeta_2 0,102$, und für ζ_2

im Falle	a	b	c
wegen $0,5d:r = 0,66$	0,66	0,54	0,39
$\zeta_2 =$	0,573	0,352	0,201
woraus $h_2 =$	0,058	0,036	0,021.

Ferner ist nach (336) für die Erweiterung und Verengung

$$h_3 = 2[\zeta_3(4:2 \cdot 0,981)] = 0,408 \zeta_3.$$

Dies gibt für die Verlusthöhen

im Falle	a	b	c
wo $\frac{F}{F_1} = \left(\frac{33}{19,5}\right)^2$	$\left(\frac{33}{19,5}\right)^2$	$\left(\frac{27}{19,5}\right)^2$	1,0
$\zeta_3 =$	3,444	0,904	0*)
woraus $h_3 =$	1,404	0,369	0

$$\text{und } h_2 + h_3 = 1,462 \text{ m} \quad 0,405 \text{ m} \quad 0,021 \text{ m}.$$

Man erkennt hieraus, dass die Form a in der That nicht empfohlen werden kann, selbst für Dampfleitungen nicht, wem schon die Verlustziffer daselbst weit kleiner ausfällt als für Wasser, und dass die Form b, so beliebt sie ist, doch noch merkbare Verluste birgt, jedenfalls in dieser Beziehung der Form c nachsteht. Diese Form hat auch noch das für sich, dass sie das leichteste Gussstück liefert, indem sich die krummen Theile der drei Formen im Gewicht nahezu verhalten wie 36:30:25.

Von anderen Abmessungen des Krümmers ist nur noch die Schenkellänge mit der Grösse $D_0 + T$ besonders angeführt, wo-

*) Mit Recht kann wohl die in den Spielräumen hinter den Muffen befindliche Flüssigkeit als stillstehend angesehen werden.

bei D_0 und T aus der Tabelle S. 1015 zu entnehmen wären, wenn man Standmaasse schaffen will. Die Wanddicke δ_1 (welche hier $= \delta + 1$ gemacht ist) wird der Entwerfer je nach der Beschaffenheit des zur Verfügung stehenden Eisens oder auch nach der Flüssigkeitsspannung richten; ähnlich wird er mit der Dicke der Muffenwand (welche hier $= 2\delta_1$ gewählt ist) verfahren.

Bezüglich der erstrebten Einführung von Standmaassen ergeben die bekannt gewordenen Erörterungen, dass es unerlässlich sein werde, die Schenkellängen gleichförmig durchzuführen, und zwar für Krümmer und T -Stücke wie Kreuzstücke, damit es möglich werde, an die Stelle eines Krümmers jederzeit ein T -Stück, oder statt eines solchen ein Kreuzstück einzusetzen und man dabei sicher sein könne, dass die vorhandenen Röhren ihren Längen nach passend bleiben. Dieser Grundsatz soll*) auch noch festgehalten werden, wenn die im Winkel, T oder Kreuz aufeinanderfolgenden Röhren verschiedene Durchmesser haben. Der grösste der in Frage kommenden Durchmesser soll dann maassgebend sein und dem Setzstück den Namen geben, oder, wenn wir dies in andere Worte fassen, die grösste der an einem Setzstück vorkommenden Muffenweiten D_0 soll sowohl die Schenkellänge $D_0 + T$ vorschreiben, als zur Benennung des Setzstückes dienen; wir wollen diese Weite deshalb als die Nennweite**) des Setzstückes bezeichnen. Ein T -Stück, welches einen Schenkel von 100 und zwei von 80 mm Weite besässe, gehörte also zu den Setzstücken von 100 mm. Diese beiden, als erwünscht anerkannten Bestimmungen sind bei den umseitig dargestellten Setzstücken befolgt; hinzugezogen sind ausserdem Rücksichten auf möglichst stoss-freies Durchfliessen des Setzstückes.

3. *Beispiel.* Fig. 1072 a (a. f. S.) zeigt ein T -Stück, welches bestimmt ist, die eine Hälfte des zugeleiteten Wassers rechtwinklig ab-, die andere geradezu weiter zu leiten. Zu Grunde gelegt ist die Krümmerform b aus voriger Figur, auch der Gewohnheit gefolgt, das Rohr für die gerade Weiterleitung ebenso weit zu machen, wie das Zuleitungsrohr. D' ist ungefähr $0,7 D$, sein Querschnitt also halb so gross als der von D genommen, womit die Strömungsschnelle im Nebenast so gross wie die im Zutrittsrohr gemacht ist; im geraden Fortsatz wird die Schnelle nur halb so gross. Die Ueberleitung nach rechts geschieht durch einen Krümmer, der von dem geradeaus gehenden Fortsatz durch eine zugeschärfte Zwischenwand abge-

*) Siehe Transactions of the Am. Soc. of Mechanical Engineers, IV, (1882/83), p. 274.

**) „Prime denomination“ gegenüber „secondary denominations“ für die weniger weiten Muffen.

trennt ist. Diese Trennungsweise empfiehlt sich nach Roux*) ganz besonders; er nennt die den Strom theilende Wandbildung den Trennungskeil.

Fig. 1072.

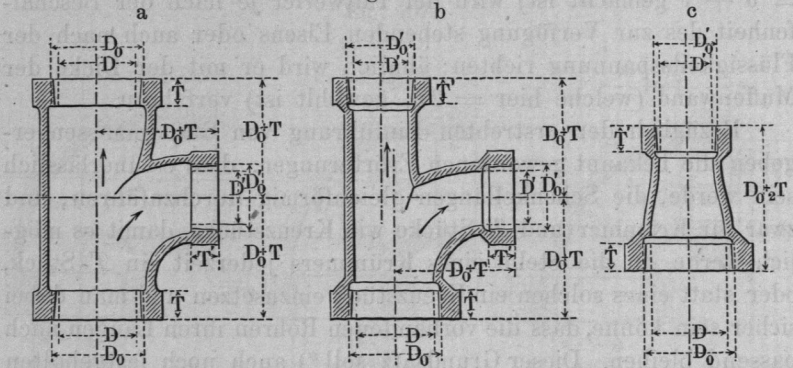
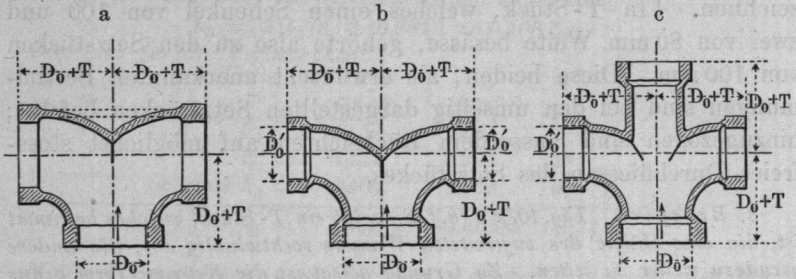


Fig. b zeigt eine nach Krümmer c gestaltete andere Bauart des fraglichen T-Stücks. Hier sind in den beiden abgehenden Aesten die Schnellen gleich gemacht; sanfte Uebergänge sind überall angewandt. c Absatzmuffe für einen Fall, wo das zugeleitete Wasser mit verdoppelter Schnelle geradeaus weitergeleitet werden soll; sanfte Ueberführung aus der kleinen in die grössere Schnelle soll Druckhöhenverluste vermeiden.

4. Beispiel. Fig. 1073 a T-Stück mit zwei gleichen Querableitungen, geformt nach Krümmer b, Fig. 1071, wie häufig vorkommt. Es ist ein

Fig. 1073.



Trennungskeil vorgesehen, was weit besser ist, als wenn die punktirt angegebene, gerade Querverbindung stattfindet. Dennoch fallen die Stossverluste nicht unbedeutend aus, da die Schnelle der Strömung plötzlich auf die Hälfte herabgesetzt wird. Dies ist vermieden in der Bauart b, geformt nach Krümmer c; hier bleibt die Strömungsschnelle ziemlich ungeändert, so dass der Stossverlust sehr klein ausfällt. Fig. c Kreuzstück mit drei gleichen Ausströmungen, gebaut ebenfalls nach Krümmer c.

In den vorstehenden Beispielen ist angenommen, dass die zu leitende Flüssigkeit von einem Theilungspunkte aus in die Rohr-

*) S. Anm. S. 997.

verzweigungen, seien es deren zwei, drei oder auch noch mehr, stetig einflüsse, also in den Röhren sich gleichförmig weiter be-
wege. Dies ist nun in grossen Leitungsnetzen, sei es in Häusern,
sei es in grossen öffentlichen Gebäuden, oder in Fabriken, keines-
wegs immer der Fall. Sehr häufig ist der eine oder andere
Rohrzwieg am Auslauf zugesperrt oder hat nur ganz geringen
Abfluss, während in benachbarten Zweigen rasche Bewegung statt-
findet und stattfinden soll. Daher kann es dann oft ganz richtig
sein, in T- und Kreuzstücken die abzweigenden Muffen sämt-
lich gleich weit zu nehmen. Stossverluste sind aber unter solchen
Umständen unvermeidlich. Nichtsdestoweniger wird man auch
dann dahin streben müssen, durch weiche Uebergangsformen die
Verluste zu beschränken.

Will man Standmaasse für die dargestellten Setzstücke, in
welchen hier die Wahl zwischen den Krümmerbauarten b und c
offen gelassen ist, einrichten und danach arbeiten, so wird man
ganz besondere Herstellungsvorrichtungen verwenden müssen, um
die Austauschbarkeit der Setzstücke, überhaupt die gute Ver-
wendbarkeit derselben, zu sichern. Damit die Achsen der Ge-
winde genau stimmen, sowohl die gerade fortlaufenden, als die
rechtwinklig abzweigenden, wird man besondere Spannkasten
vorzurichten haben, welche aussen gleichsam würfelförmig be-
arbeitet sind, damit man das darin eingespannte Stück ohne
Mühe nach drei Achsen rechtwinklig umstellen kann. Vorrich-
tungen zum genauen Abstechen der Schenkellängen und streng
richtiges Einschneiden der Gewinde sind dann leicht anzubringen
und anzuwenden. Nach den vorhandenen Erfahrungen empfiehlt
es sich, die Muffen vor dem Einschneiden des Gewindes auszu-
drehen, mit welcher Bearbeitung das Abstechen auf Schenkel-
länge verbunden werden kann. Die Muffenweiten werden durch
äusserlich aufgegossene Zahlen kenntlich zu machen sein.

§. 343.

Bleiröhren-Verbindungen. Gemischte Ver- bindungen.

Bleiröhren werden häufig mittelst aufgestreifter loser Flant-
schen aus Schmiedeseisen verbunden, welche die umgebörtelten
Ränder der Röhren gegen einander pressen. Eine recht gute Ohr-

flantschenverbindung für Bleiröhren zeigt Fig. 1074 (D. R. P. 11 535); die Röhren sind konisch aufgebörtelt und auf einen messingenen Stutzen geschoben. Fig. 1075 Bleiröhrenverbindung mit Schraubmuffe von Louch; die drei äusseren Stücke Gusseisen.

Fig. 1074.

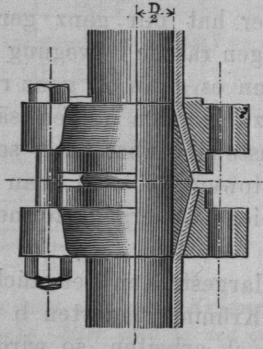


Fig. 1075.

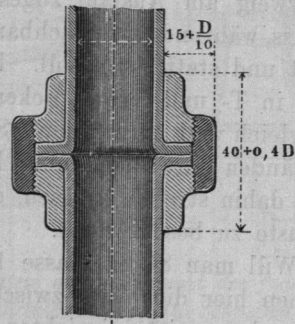
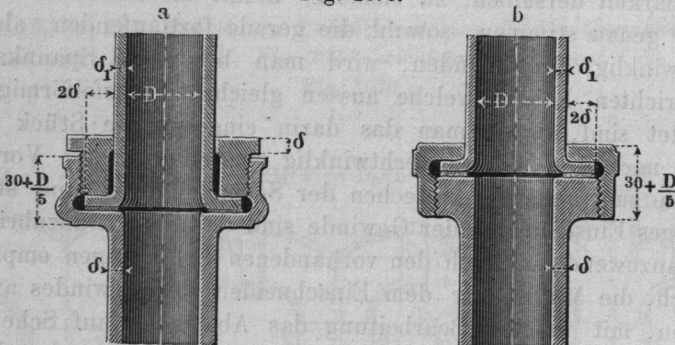


Fig. 1076 a Bleirohr mit Schmiedeisenrohr; b Bleirohr mit Gusseisenrohr verbunden (nach Louch). Die vorragenden Enden

Fig. 1076.



der Muffen sind sechs- oder achtkantig gestaltet um das Anziehen mittelst Schraubenschlüssels zu gestatten.

§. 344.

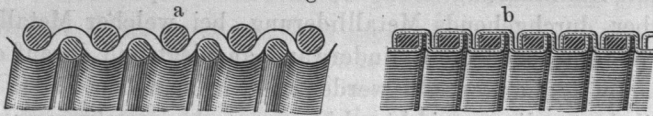
Biegsame Rohre.

Für manche Zwecke ist es erwünscht, eine Röhrenfahrt nachgiebig, gelenkig herzustellen, damit die Leitung z. B. Bodensenkungen folgen oder auch bei etwaigem Nachgeben der Unterlage sich entsprechend biegen könne. Man gestaltet in solchen Fällen die Flantschenverbindung wohl gelenkig; eine Verbindung

mit Kugelgelenk haben wir schon oben, Fig. 1065, besprochen. Röhrenfahrten, die unter Wasser zu liegen haben, rüstet man vorzugsweise mit derartigen Flantschen aus. Ein Beispiel gibt die von G. Schmidt in Carouge erbaute Leitung zur Wasserentnahme aus dem Genfer See für die Stadt Genf. Die Leitung hat 1,2 m Weite und besteht aus 9 m langen genieteten Röhren von 5 mm Wandstärke und angenieteten gusseisernen Flantschen, welche kugelig ineinander greifen.

Statt das Rohr steif und die Flantsche biegsam zu machen, kann man auch umgekehrt die Flantsche steif und das Rohr biegsam herstellen. Biegsame Rohre sind die Schläuche aus Leder, Hanf, Kautschuk u. dergl. Für die Feuerspritzen sind ihre Verbindungen, die Schlauchschlösser, besonders ausgebildet. Soll ein Schlauch hohen Pressungen ausgesetzt werden, sei es von innen, sei es von aussen, so sucht man ihn meistens noch besonders zu verstärken. Dies geschieht z. B. mit Drahtspiralen am besten durch deren zwei, die eine für Stützung der Schlauchwand von innen, eine zweite für Stützung derselben von aussen, s. Fig. 1077 a. Die Spiralen geben dann dem Gebilde die Festig-

Fig. 1077.



keit, der Schlauch wesentlich nur die Dichtigkeit. Dies kann darauf hinführen, auch den für den dichten Verschluss bestimmten Theil des Rohres spiralig zu gestalten. Solches ist geschehen in dem von Levasseur in Paris erfundenen biegsamen Metallrohr, von welchem Fig. b einen Längendurchschnitt zeigt*). Der widerstandsfähige Theil der Wand wird durch eine aus Kupfer- oder einem anderen bildsamen Metallblech hergestellte Spirale gebildet, deren Querschnitt durch die Gestalt der Ziffer 5 annähernd wiedergegeben wird. Bei der Fabrikation dieser Spirale auf der bezüglichen Wickelmaschine wird zwischen die Schraubengänge derselben eine Kautschukschnur mit einlaufen gelassen, welche die Dichtung zu bewirken hat. Solches gelingt sehr gut. Das Levasseur'sche Rohr ist sowohl für Gas, als für Wasser, Dampf, Luft u. s. w. zu brauchen, und zwar gleichgut für

*) Gefertigt von der Metallic Tubing Company, L^d. Post Pool Lane, Grays Inn Road, London N. C. unter der Leitung von Th. J. Cammel C. E.

hohen inneren Druck (Probepressung bis 12 at) als auch für hohen äusseren Druck. Flantschen und andere Setzstücke werden auf den Gewindegang aufgeschraubt und dann sorgfältig verlöthet. Das Rohr scheint u. a. für die Luftbremsen der Eisenbahnzüge, Hoch- wie Tiefdruck, sehr brauchbar werden zu sollen.

§. 345.

Scheibenkolben.

Nächst den Röhren sind, wie in §. 310 gezeigt wurde, die wesentlichsten Mittel zur Leitung der Druckorgane die Kolben und unter diesen wieder die meistgebrauchten diejenigen, welche durch besondere Dichtungsmittel schliessend gemacht werden. Die äusserlich schliessend gemachten Kolben sind die Scheibenkolben, die innerlich, d. h. an der Innenseite ihrer Kapseln dicht gemachten sind die Tauchkolben. Auf diese beiden Kolbenarten sei hier etwas näher eingegangen.

Unter den Scheibenkolben sind am wichtigsten diejenigen der Dampfmaschinen. Sie werden nur bei niederem Dampfdruck noch mit Hanfliderung versehen; bei höheren Spannungen wendet man aber durchgehends Metallliderung, bei welcher Metallringe durch Federn gegen die Cylinderwand angelegt und darauf durch den Dampf fest angepresst werden, an; in manchen Fällen zeigt sich übrigens die gemischte Liderung sehr zweckmässig, eine Liderung, bei welcher die Metallringe durch eine hintergelegte Hanfpackung statt durch Federn angepresst werden.

Als Bezugseinheit für die nachstehend angegebenen Kolbenabmessungen benutzen wir die Formel

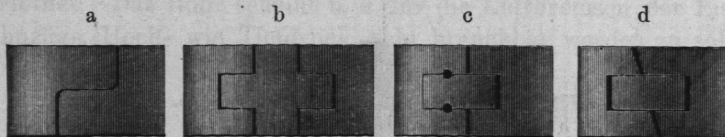
$$s = 4 \sqrt[3]{D + 1} - 3 \dots \dots \dots (339)$$

wobei D der Kolbendurchmesser; sie liefert folgende Werthe:

D	s	D	s	D	s	D	s
5	3	81	9	410	15	1296	21
9	4	112	10	509	16	1526	22
16	5	150	11	625	17	1785	23
26	6	198	12	760	18	2076	24
39	7	256	13	915	19	2401	25
57	8	326	14	1093	20	3164	26

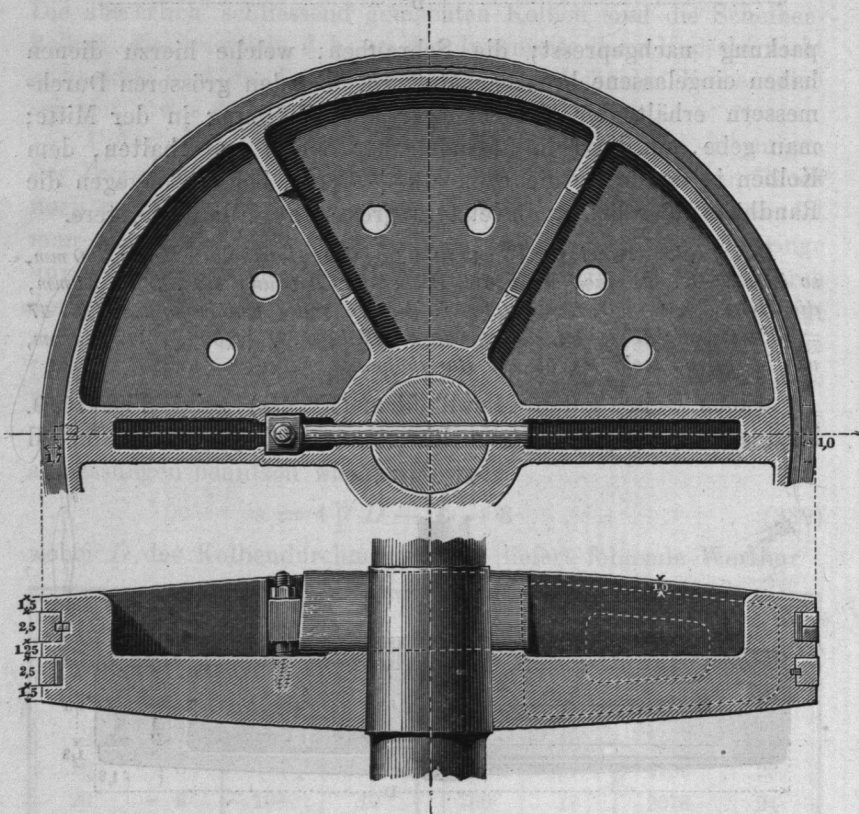
der in folgender Figur angedeuteten Ringschlüsse anwenden. Die eingesetzten Stücke sind dicht einzuschleifen; dasselbe gilt

Fig. 1080.



von der Ueberblattung bei der ersten Abschlussart. Es zeigt sich höchst zweckmässig, die reibenden Flächen der Schlussringe aus einem weicheren Metall als die Cylinderwand herzustellen, damit die Abnutzung vorzugsweise die leichter zu ersetzenden

Fig. 1081.



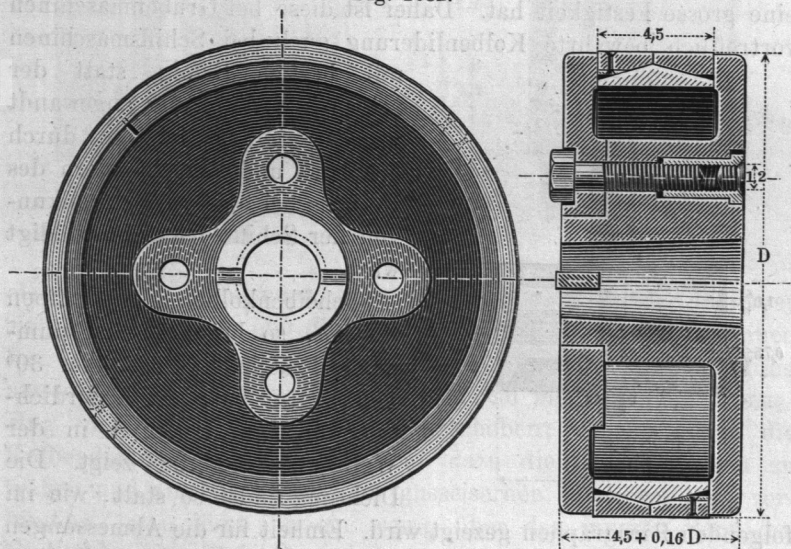
Ringe angreift. Deshalb sind auch ganz bronzene Kolbenringe sehr brauchbar eiserne und gar stählerne aber nicht zu empfeh-

len, mit der Ausnahme für Gusseisen, dass dasselbe von besonderer Weichheit, die Cylinderwand aber recht hart sei.

Einen sog. schwedischen Kolben für Landdampfmaschinen, einer grossen Gebläsemaschine von vortrefflicher Bauart (Egestorff) entnommen, zeigt Fig. 1081. Der Kolbenkörper ist dosenförmig hergestellt, wie der in Fig. 1078; der Grundriss zeigt die runden Löcher, welche zum Herausarbeiten des Kerns nach dem Gusse dienen. Die Dichtungsringe bestehen aus Gusseisen und sind nach Fig. 1080 a gefügt. Kleine Stifte sichern ihre Lage in der Ründung. Beachtenswerth ist die Befestigung der Kolbennabe; der Querkeil ist durch einen zweiten Keil, und dieser durch eine Verschraubung gesichert, Befestigung dritter Ordnung.

Fig. 1082 stellt einen Metallkolben*) dar, bei welchem die Dichtungsringe durch einen gemeinsamen stählernen Federring

Fig. 1082.



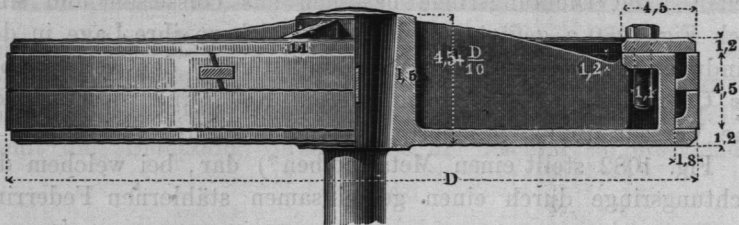
nach aussen gepresst werden. Die doppelkonische Aussenform dieses Federringes gestattet, die Dichtungsringe durch Anziehen der Deckelschrauben gut anliegend zu machen, wenn man den Kolben zum erstenmal einsetzt. Den Deckelschrauben sind, wie beim Penn'schen Kolben, bronzene Muttern gegeben, welche hier,

*) Von E. Webers & Cie., Maschinenfabrikanten in Rheine, Westfalen, welche als Besonderheit Dampfkolben ausführen und deren Bau sehr sorgfältig ausgebildet haben.

der guten Herstellung des Gewindes wegen, ganz durchbohrt und dafür mit bronzener Stöpselschraube wieder geschlossen sind.

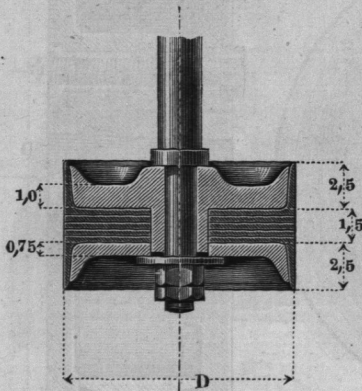
Einen Kolben mit gemischter Liderung, hier für eine einfach wirkende Maschine bestimmt gedacht, zeigt Fig. 1083. Die hinter die Metallringe getriebene Hanfpackung bringt einen guten Schluss hervor, wobei sie bei genügender Elasticität doch

Fig. 1083.



eine grosse Festigkeit hat. Daher ist diese bei Grubenmaschinen vortrefflich bewährte Kolbenliderung auch bei Schiffsmaschinen

Fig. 1084.



mit bestem Erfolg statt der reinen Metallliderung angewandt worden, indem letztere durch das Hin- und Herschleudern des Kolbens bei heftigen Schwankungen der Schiffe leicht beschädigt wird.

Scheibenkolben für Pumpen werden, so lange die zu pumpende Flüssigkeit nicht über 30° Temperatur hat, mit Lederdichtung ausgerüstet, z. B. in der Weise, wie Fig. 1084 zeigt. Die Dichtung findet so statt, wie im

folgenden Paragraphen gezeigt wird. Einheit für die Abmessungen ist wieder der obige Werth für s.

§. 346.

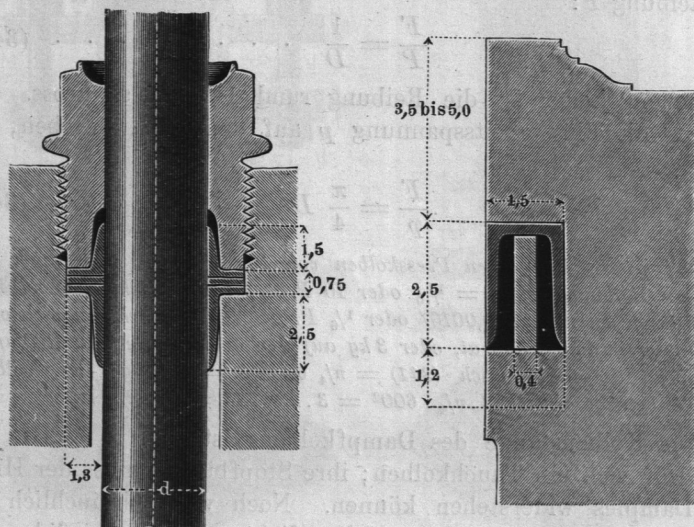
Tauchkolben und Stopfbüchsen.

Die Dichtungen der Tauchkolben sind, wie oben hervorgehoben, innere Dichtungen; sie werden, zusammen mit ihren Nachstellvorrichtungen, Stopfbüchsen genannt.

Zwei Stopfbüchsen mit Lederstulp für Pumpen, insbesondere hydraulische Pressen, sind in Fig. 1085 und 1086 dargestellt, erstere für kleinere, letztere für grössere Tauchkolben bestimmt. Der Doppelstulp in Fig. 1086 wird durch einen

Fig. 1085.

Fig. 1086.



eisernen aufgeschnittenen Ring (Springring) gestützt, damit er sich richtig anlegt, ehe die Wasserpressung zu wirken begonnen hat. Ist eine Stopfbüchse nach Fig. 1086 in liegender Stellung angeordnet, so wird unter den Stulp ein mehrtheiliger Bronzering (in unserer Figur punktirt) geschoben, welcher genau die Kolbendicke zur Weite hat, und dazu dient, den Kolben zu tragen und am Gleiten auf der gusseisernen Stiefelwand zu verhindern; man lässt ihn ein wenig über den inneren Rand der Einbettung des Stulptringes vorspringen, damit der Kolben nicht die Gusseisenwand streift. Die in der Figur angegebenen Verhältnisszahlen beziehen sich wieder auf die in Formel (339) gegebene Einheit s.

Die Reibung, welche ein Tauchkolben oder eine Kolbenstange in einer gewöhnlichen, durch Schrauben angepressten Packung erfährt, ist nicht voraus berechenbar, da sie von dem Drucke auf die Packung abhängt. Bei den selbstthätigen Stulpdichtungen dagegen, wo die abgesperrte Flüssigkeit selbst den Dichtungsdruck bewirkt, kann man die Reibung berechnen. Nach

sehr lehrreichen Versuchen von Hick*) ist bei einer gut geölten Lederstulpdichtung die Reibung (wie man nicht erwarten durfte) unabhängig von der Stulpbreite und steht in einfachem Verhältniss zu Wasserspannung und Kolbendurchmesser. Man hat nämlich bei der Belastung P des (Press-) Kolbens vom Durchmesser D die Reibung F :

$$\frac{F}{P} = \frac{1}{D} \quad \dots \dots \dots (340)$$

Bei neuem Leder ist die Reibung rund $1\frac{1}{2}$ mal so gross. Ist statt P die Flüssigkeitsspannung p auf den qmm gegeben, so hat man

$$\frac{F}{p} = \frac{\pi}{4} D \quad \dots \dots \dots (341)$$

Beispiel. Für einen Presskolben von 10 mm Dicke ergibt sich aus (340) ein Reibungsverlust = $\frac{1}{10}$ oder 10 Proz., bei 600 mm Kolbendurchmesser hingegen nur zu 0,00167 oder $\frac{1}{6}$ Proz. Ist zugleich beispielsweise die Wasserspannung 300 at, oder 3 kg auf den qmm, so ist der Reibungswiderstand F selbst nach (341) = $\frac{\pi}{4} 600 \cdot 3 = 1414$ kg; der Kolbendruck P beträgt dabei: $3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 600^2 = 3 \cdot 282743 = 848229$ kg.

Die Kolbenstange des Dampfkolbens ist, wie in §. 310 gezeigt, für sich ein Tauchkolben; ihre Stopfbüchse muss der Hitze des Dampfes widerstehen können. Noch viel gebräuchlich ist hier, im Gegensatz zu der Kolbendichtung, die Hanfliederung. Die folgenden Figuren zeigen zwei vollständige cylindrische Stopfbüchsen für Hanfliederung bestimmt. Fig. 1087 stehende Stopfbüchse, Fig. 1088 hängende Stopfbüchse.

Die Einlagen in Brille und Topf werden aus Bronze gefertigt, damit sie die umfasste Kolbenstange nicht abnützend angreifen. Die ringkeilförmige Profilierung derselben hat Farcot eingeführt; sie bewährt sich besser, als die früher gebräuchliche einseitige Zuschärfung der Einlagen, welche sehr leicht aussen um die Packung herum die abzudichtende Flüssigkeit durchlässt. Später ist man übrigens auf den Mittelweg gekommen, die Druckflächen entweder ganz eben, wie in Fig. 1090, oder doch nur leicht gewölbt, wie in Fig. 1089 herzustellen. Eine recht zweckmässige hängende Stopfbüchse zeigt Fig. 1089. Ihre Entstehung aus der stehenden Stopfbüchse ist sofort verständlich. Im Cylinderboden ist um die Stopfbüchsöffnung herum ein Rändchen angebracht. Dieses verhindert das niedergeschlagene Wasser, in die Büchse zu fliessen.

*) Siehe Verhandl. des Vereins f. Gewerbefleiss 1866, S. 159.

Damit die Stopfbüchsenbrille die Kolbenstange nicht klemmt, muss man sorgfältig beide Muttern gleichviel anziehen; um dies

Fig. 1087.

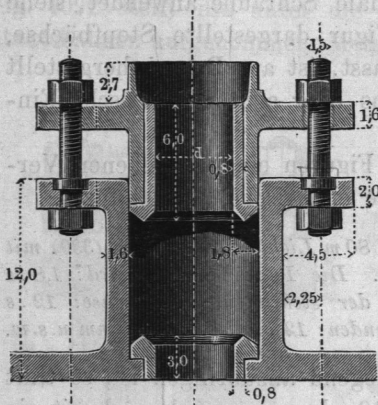
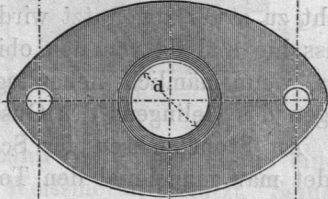
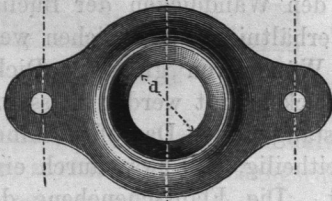
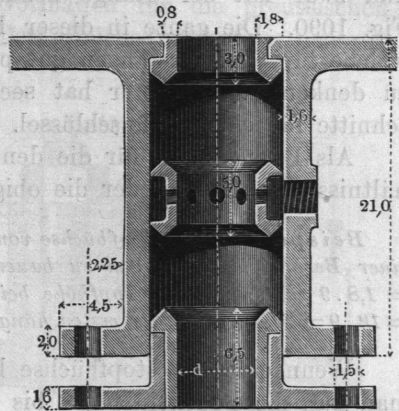


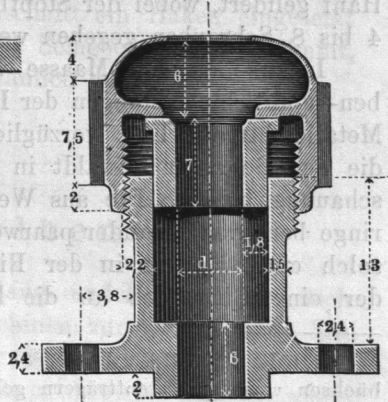
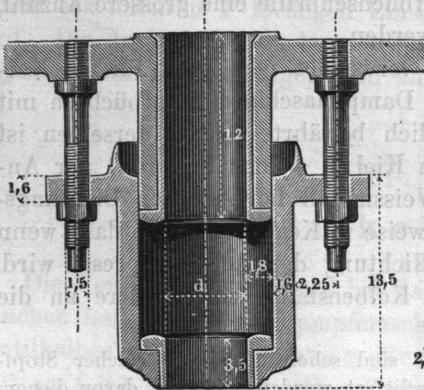
Fig. 1088.



leicht ausführen zu können, versieht man an grossen Dampfmaschinen, z. B. denen der Marine, die Muttern mit Zahn-

Fig. 1089.

Fig. 1090.



rädchen, in welche zwei auf gemeinschaftlicher Achse sitzende Schrauben ohne Ende eingreifen. Bei kleinen Stopfbüchsen lässt sich der Zweck einfach dadurch erreichen, dass man nur eine und zwar mit der Stange konaxiale Schraube anwendet, siehe Fig. 1090. Die ganze in dieser Figur dargestellte Stopfbüchse, welche für Schieberstangen gut passt, ist aus Bronze hergestellt zu denken. Die Mutter hat sechs oder acht prismatische Einschnitte für einen Zahnschlüssel.

Als Bezugeinheit für die den Figuren eingeschriebenen Verhältnisszahlen gilt wieder die obige empirische Formel für s .

Beispiel. Eine Stopfbüchse von 80 m Lichtweite ist nach (339) mit einer Bezugeinheit $s = 9$ m zu bauen. Die Packungsdicke wird: $1,8 \cdot s = 1,8 \cdot 9 = 16$ mm, die Topfhöhe bei der stehenden Stopfbüchse: $12 \cdot s = 12 \cdot 9 = 108$ mm, bei der ersten hängenden: $12s = 21 \cdot 9 = 189$ mm u. s. w.

Wenn eine Hanfstopfbüchse liegend anzubringen ist, so thut man gut, die Bodeneinlage 8 bis $12s$ lang zu machen, damit sie nicht zu stark abgenutzt wird. In den Wanddicken der Büchse muss hie und da von den obigen Verhältnissen abgewichen werden, wenn nämlich nebenliegende Wände von grösserer Dicke wegen des Gelingens des Gusses berücksichtigt werden müssen.

An Stopfbüchsen für Schieberstangen der Dampfmaschinen findet man manchmal den Topf zweitheilig, und zwar durch eine axiale Ebene gehälftet, ausgeführt. Die Flanschenebene des Schieberkastens geht dann ebenfalls durch die Achse der Schieberstange. Diese Bauart gewährt den Vortheil, den Schieber gut einstellbar und seine Stange bequem einlegbar zu machen.

Die grösseren Tauchkolben für Schachtpumpen werden mit Hanf gelidert, wobei der Stopfbüchsenbrille eine grössere Anzahl, 4 bis 8, Schrauben gegeben werden.

In zunehmendem Maasse verwendet man jetzt für die Kolben- und Schieberstangen der Dampfmaschinen Stopfbüchsen mit Metalldichtung. Eine vorzüglich bewährte Bauart derselben ist die der Gebrüder Howaldt in Kiel*), welche Fig. 1091 zur Anschauung bringt. Die aus Weissmetall hergestellten Dichtungsringe berühren einander paarweise in Kegelflächen, so dass, wenn solch ein Ringpaar in der Richtung der Achse gepresst wird, der eine Ring sich an die Kolbenstange, der andere an die

*) D. R. P. 15 418. Jetzt 1888 sind schon über 9000 solcher Stopfbüchsen von den Patentträgern geliefert worden; einzelne davon dienen, ohne geöffnet worden zu sein, schon acht Jahre.

Büchsenwand anlegt und daselbst Verschluss bewirkt. Der oberste Ring ist mit einer etwas elastischen Liderschnur belegt, welche den Druck der Stopfbüchsenbrille auf die Ringschicht überträgt. Fig. 1092 stellt die unter die Normalien für die preussischen Staatsbahnen aufgenommene Metallstopfbüchse nach einer neueren

Fig. 1091.

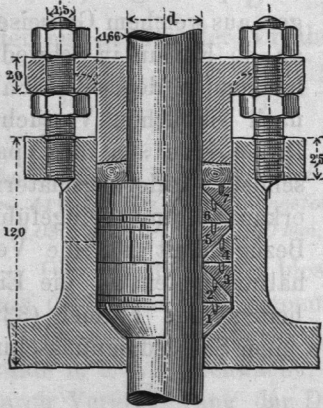
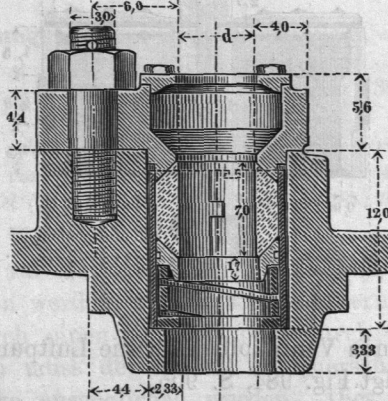


Fig. 1092.



Durcharbeitung des Baumeisters Neumann dar. Hier ist ein einziger, zweitheiliger Dichtungsring aus Weissmetall benutzt. Seine Anpressung erfolgt durch eine stählerne Schraubenfeder, die im Grund der Büchse ihren Platz hat und unter Vermittlung eines bronzenen Druckringes wirkt. Dichtungsring, Druckring und Feder sind in eine stählerne Büchse geschlossen, welche nebst Inhalt herausgezogen werden kann, wenn in den an ihrem oberen Rande erkennbaren T-förmigen Einschnitt ein Haken eingesetzt wird. Die dargestellte Büchse ist für Schieberstangen bestimmt, diejenigen für Kolbenstangen sind ähnlich gebaut.

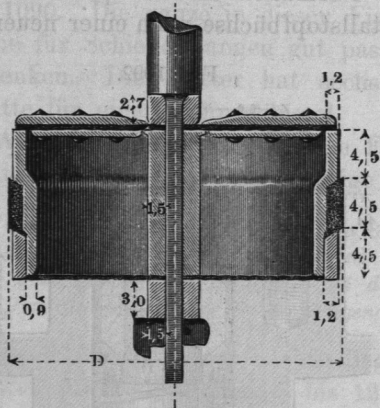
§. 347.

Ventilkolben.

Die Ventilkolben kommen bei Saug- und Hebepumpen, auch manchen Luftpumpen für Dampfmaschinen, zur Verwendung. Ein Ventilkolben mit Lederdichtung für Schachtpumpen ist in Fig. 1093 (a. f. S.) dargestellt. Die Packung besteht aus konischen Leder- und Leinwandringen, von denen je drei aufeinander-

genäht sind. Bei beiden Kolben erfolgt die Anpressung der Packung durch den Wasserdruck. Saure Grubenwasser greifen

Fig. 1093.



oft die Lederpackung der Schachtpumpenkolben an; man wendet in solchen Fällen häufig vollständige Metallpackungen (mit Ringen aus weichem Gusseisen) an; in Fahlun in Schweden hat man in demselben Falle nach vielfachen Versuchen Birkenrinde als das passendste Liderungsmaterial erkannt und eingeführt. Bezugsinheit für die Verhältnisszahlen ist die Einheit s aus Formel (339).

Einen Ventilkolben für die Luftpumpe einer Schiffsdampfmaschine zeigt Fig. 984, S. 905.

§. 348.

Berechnung der Kolbenstange.

Die Kolbenstange wird beim Dampfkolben in der Regel aus Schmiedeisen oder aus Gussstahl gefertigt; neuerdings beginnt die Herstellung aus Verbundstahl (weiches Schmiedeisen in harter Stahlhülle) sich zu verbreiten. Die Stange ist entweder bloss oder ganz vorwiegend auf Zug beansprucht und dann auf Zugfestigkeit zu berechnen, oder sie wird auch zusammengepresst, und muss dann auf Strebfestigkeit berechnet werden, wenn ihre Länge einigermaassen bedeutend ist. Bei geringer Länge tritt die Berechnung auf Druckfestigkeit ein, welche dieselben Abmessungen erfordert wie die Zugfestigkeit. Einer auf Strebfestigkeit zu berechnenden Stange darf also keine kleinere Dicke gegeben werden, als die Beanspruchung auf Zugfestigkeit erfordert.

a. Berechnung der Stange auf Zugfestigkeit.

Bezeichnet D den Kolbendurchmesser, a den in Atmosphären angegebenen Ueberdruck auf den Kolben,

so ist der Dampfdruck P auf die Kolben $= (a : 100)(\pi : 4) D^2$. Soll nun an der dünnsten ungeschwächten Stelle die Spannung im Querschnitt 6 kg nicht übersteigen, so nehme man dort für die Dicke d der Stange, wenn dieselbe aus Schmiedeisen hergestellt und nur auf Zug beansprucht wird:

$$\frac{\partial}{D} = 0,0408 \sqrt{a} \dots \dots \dots (342)$$

oder mit genügender Annäherung:

$$\frac{\partial}{D} = \frac{57 + 7a}{1000} \dots \dots \dots (343)$$

1. *Beispiel.* Ist $a = 4$, so erhält man aus (342): $\partial : D = 0,0816$, also bei einem Kolbendurchmesser von 500 mm, $\partial = 500 \cdot 0,0816 = 40,8 \sim 41$ mm. Die Annäherungsformel (343) liefert: $\partial : D = (57 + 28) : 1000 = 0,085$, oder bei $D = 500$ mm, $\partial = 42,5 \sim 43$ mm.

Die gussstählerne, bloss auf Zug gebrauchte Kolbenstange darf 0,8 mal so dick genommen werden, als die schmiedeiserne.

Ist die Kolbenstange durch einen Querkeil oder durch Gewinde u. s. w. geschwächt, so muss der Ausfall an Querschnitt durch Vergrößerung der Dicke ausgeglichen werden. Dies hat unter Umständen dazu geführt, der Kolbenstange am Querhauptende eine Verdickung zu geben; u. a. ist dies bei Lokomotiven in Anwendung (vergl. Fig. 539, S. 485). Man ist dann gezwungen, die Stopfbüchsenbrillezweitheilig zu machen.

b. Berechnung der Stange auf Strebfestigkeit.

Unter Beibehaltung der obigen Bezeichnungen, wenn noch L die Schublänge bedeutet, nehme man:

$$\frac{\partial}{D} = 0,0573 \sqrt{\frac{L}{D}} \sqrt[3]{a} \dots \dots \dots (344)$$

nach welcher Formel folgende kleine Tabelle berechnet ist:

$\frac{L}{D}$	$a=1$	$a=2$	$a=3$	$a=4$	$a=5$	$a=6$	$a=7$	$a=8$
1,5	0,070	0,083	0,093	0,099	0,150	0,110	0,114	0,118
2,0	0,081	0,096	0,107	0,115	0,121	0,127	0,132	0,136
2,5	0,091	0,108	0,120	0,128	0,136	0,142	0,148	0,153

Diese Werthe gelten für die schmiedeiserne sowohl als für die gussstählerne Stange (vergl. die Berechnung des Pleuel-

stangenschaftes, §. 182, und das Verhältniss der Elastizitätsmodel beider Materialien, Tabelle §. 2).

Beispiel. Ein Dampfcylinder von 400 mm Weite und 1000 mm Schublänge habe 4 at nützlichen Druck auf den Kolben; dann ist nach Spalte 5, Zeile 3 (wegen $L:D = 1000:400 = 2,5$) zu nehmen: $\vartheta:D = 0,128$, oder $\vartheta = 0,128 \cdot 400 = 51$ mm, was für Schmiedeisen und Gussstahl gilt.

Die Abmessungen des immer aus Stahl zu fertigenden Kolbenkeiles findet man so gewählt, dass die Beanspruchung auf Abscheeren 4 bis 6 kg Spannung im Keil hervorruft; dabei wähle man die Keilbreite nicht zu gering, damit der Flächendruck auf die schmale Seite des Keiles nicht zu gross ausfalle. Flächenpressungen von 5 bis 6 kg bei Landdampfmaschinen und 8 bis 10 kg bei Lokomotiven finden sich an bewährten Ausführungen vor.

§. 349.

Spezifische Leistung der Drucktriebwerke.

Nachdem im Vorstehenden die Leitungen der Druckorgane behandelt worden sind, müssen wir auf die mittelst Druckorgan einrichtbaren Kraftmaschinen oder Triebe noch einmal zurückkommen, obwohl dieselben schon oben, Kap. XXIII, verschiedentlich berührt und besprochen worden sind. Es handelt sich nämlich noch darum, ihre Anwendung für Kraftleitung in die Ferne, als Ferntriebe, zu erörtern, ähnlich wie dies mit den Zugtriebwerken, namentlich dem Seiltrieb (Kap. XXI), geschehen ist. Den wesentlichsten Dienst that uns dabei der neueingeführte Begriff der spezifischen Leistung. Denn derselbe eignet sich wegen seiner Einfachheit ganz besonders dazu, Vergleichen zwischen anscheinend weit verschiedenen Kraftübertragern anzustellen.

Man kann diesen Begriff ohne Schwierigkeiten auf die Wasser-, Luft- und Dampfmaschinen u. s. w. ausdehnen, indem man allgemeine Ausdrücke für den Werth $N_0 = N:qv$ ermittelt (vergl. §. 280). Wir bezeichnen hierfür den Querschnitt der Leitung in qcm mit q , die mittlere Schnelle des die Leitung durchströmenden Druckorgans wie bisher mit v , mit N die Arbeitsstärke der Maschine in PS. Ist dann z. B. bei einer Wasserkraftmaschine h das verfügbare Gefälle, Q die sekundliche Wassermenge, und verlässt das Wasser die Maschine mit einer unausgenutzten

Wasserspannung, welcher die Druckhöhe h' zukommt, so hat man für die eingeleitete Arbeitsstärke: $N = 1000 Q(h - h') : 75$. Nun ist aber $Q = (q : 10\,000) v$ und die Spannung p auf den qmm, mit welcher das Wasser in der Maschine wirkt, $= h : 1000$, woraus $h = 1000 p$. Diese Werthe einsetzend, erhält man:

$$N = \frac{1000 q v \cdot 1000 (p - p')}{10\,000 \cdot 75} = \frac{4}{3} q v (p - p')$$

und hieraus die spezifische Leistung, welche das Rohr zuführt:

$$N_0 = \frac{N}{q v} = \frac{4}{3} (p - p') \quad \dots \quad (345)$$

ein Werth, welcher mit den früher ermittelten in der Form übereinstimmt.

1. Beispiel. Entspreche $p - p'$ einem Drucke von 22,5 at, d. h. wäre $p - p' = 0,225$, so wäre die spezifische Leistung, welche auf die mit der Wassersäule betriebene Maschine (Turbine, Wassersäulenmaschine etc.) verwandt wird, $N_0 = 0,30$. Hat das Zuleitungsrohr 12 cm Durchmesser und das Wasser darin 1,2 m Schnelle, so wird die Maschine betrieben mit $N = 12^2 \pi/4 \cdot 0,30 \cdot 1,2 = 113,097 \cdot 0,36 = 40,7$ PS. Dies ist die Rohleistung, die Frage nach der Reinleistung wird später berührt werden.

Man kann die Formel (345) sofort auch für Druckluft, Hoch- wie Tiefdruck, Dampf, selbst Gas verwenden, wenn man die Pressung des zur Wirkung gelangenden Druckorgans durch Wassersäulenhöhen ausgedrückt und entsprechend umgewandelt annimmt. Für Dampf und Luft gelangt man dabei zu einem Ausdruck, der sich wie folgt gestalten lässt:

$$N_0 = \frac{4}{3} (p - p') \mu \quad \dots \quad (346)$$

Der Koeffizient μ ist sehr reichhaltig; er steigt mit p und dem Expansionsgrad ε , indem er die Expansionswirkung, welche erst aus verwickelten Rechnungen und Beobachtungen recht eigentlich bestimmt werden kann, zum Ausdruck bringen soll. Er beträgt bei $\varepsilon = 2$ zwischen $1\frac{1}{2}$ und $1\frac{2}{3}$ und steigt auf 3 bis 4 bei $\varepsilon = 20$ bis 30, entsprechend hohe Spannung vorausgesetzt, was bei den Verbund-Dampfmaschinen zu dem schon früher erwähnten günstigen Ergebniss geführt hat. Hier kann die nicht einfache Beziehung nur angedeutet, und will den beiden Formeln auch nur der Werth beigemessen werden, dass sie eine Uebersicht geben. Weiter unten (S. 1042) werden wir auf die Verbundmaschine nochmals zurückkommen.

Für einen anderen wichtigen Zweck lässt sich indessen die Gleichung nach einiger Umgestaltung gut verwerthen, nämlich

zur Beantwortung der Frage, was der Materialaufwand des Rohres leistet.

Bei der Weite D des Leitungsrohres ist die Anzahl N der übertragenen $PS: N = \pi/4 D^2 p v : 75$. Für die Rohrwand hat man aber nach (321), wenn die Materialspannung darin \mathfrak{S} ist, $2\delta + D = D\sqrt{(\mathfrak{S} + p):(\mathfrak{S} - p)}$, und hieraus, da $2\delta + D =$ dem äusseren Durchmesser D_0 ist, für den Querschnitt q_1 der Rohrwand in qcm:

$$q_1 = \frac{1}{100} \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D^2) = \frac{1}{100} \frac{\pi}{4} D^2 \left(\frac{\mathfrak{S} + p}{\mathfrak{S} - p} - 1 \right)$$

$$\text{oder} \quad q_1 = \frac{1}{100} \frac{\pi}{4} D^2 \frac{2p}{\mathfrak{S} - p}.$$

Den hieraus hervorgehenden Werth von $\pi/4 D^2$ oben einsetzend, erhalten wir:

$$N = \frac{100}{75} q_1 \frac{\mathfrak{S} - p}{2p} p v = 2/3 (\mathfrak{S} - p) q_1 v$$

und daraus wiederum, ganz ähnlich wie früher*):

$$N_0 = \frac{N}{q_1 v} = 2/3 (\mathfrak{S} - p) \dots \dots (347)$$

Dieser Ausdruck ist sehr lehrreich. Zunächst gilt er für alle Leitrohrtriebe zugleich. Sodann zeigt er, wie nützlich es ist, \mathfrak{S} hoch zu wählen. Geschieht dies, so ist der Einfluss von p so viel wie verschwindend, d. h. die spezifische Leistung des Rohres im Leitrohrtrieb ist als unabhängig von der Flüssigkeitsspannung anzusehen. Mit anderen Worten: ob man hohe, ob niedrige Spannung für die treibende Flüssigkeit, tropfbare oder gasförmige, benutzt, es wird auf die Flächeneinheit des Rohrwandquerschnittes dieselbe Leistung in PS übertragen, wenn man bei Feststellung der Rohrwanddicken dieselbe Materialspannung zu Grunde gelegt hat.

Es empfiehlt sich hiernach, die Flüssigkeit mit recht hoher Spannung arbeiten zu lassen, um mit engen Rohrleitungen auszureichen. Dies kann auch mit Rücksicht auf die Reibung im Rohr geschehen, da diese, bei Vermeidung von scharfen Krümmungen und von Verengungswirbeln, wie in §. 340 gezeigt, un-

*) In Glaser's Annalen Bd. XVII (1885, Dezember), wo ich vorstehende Theorie zuerst veröffentlichte, habe ich, vermöge einer nur annähernden Berechnung von q_1 , für $(\mathfrak{S} - p)$ den Werth \mathfrak{S} angegeben. Es zeigt sich hier, dass die Annäherung statthaft war.

abhängig von der Flüssigkeitsspannung ist, oder doch gemäss den bisherigen Versuchen zu sein scheint.

Die Materialspannung \mathcal{S} in der Rohrwand darf bei Gusseisen nicht hoch gewählt werden*), $\mathcal{S} = 5$ möchte eine obere Grenze sein, $\mathcal{S} = 4,5$ schon hoch erscheinen. Schmiedeisen und namentlich Stahl, wenn nach dem Mannesmann'schen Verfahren zum Rohr verwendet (S. 987), lassen hohe Spannungen zu; für Schmiedeisen kann man gut bis 12, für Gussstahl bis 24 und 30 kg gehen, wenn nöthig, unter Voraussetzung besonderer Auswahl, noch höher. Hiernach berechnet sich bei Vernachlässigung von p in (347), wenn man nimmt für:

Gusseisen	$\mathcal{S} = 4,5,$	$N_0 = \frac{2}{3} 4,5 = 3$
Schmiedeisen . .	$\mathcal{S} = 12,$	$N_0 = \frac{2}{3} \cdot 12 = 8$
Gussstahl	$\mathcal{S} = 24,$	$N_0 = \frac{2}{3} \cdot 24 = 16$

Hiermit erweist sich der Leitrohrtrieb als höchst werthvoll und fordert zu Vergleichen mit anderen Triebarten auf.

§. 350.

Kreistrieb und Linientrieb aus Leitungsröhren.

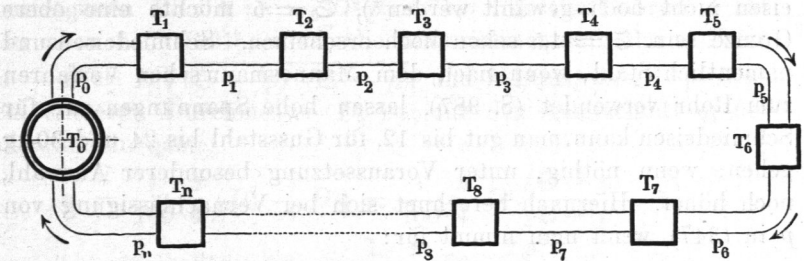
Ehe wir zu den eben erwähnten Vergleichen übergehen können, ist noch näher auszuführen, was in §. 312, S. 879 schon angedeutet wurde, dass der Leitrohrtrieb auch geeignet ist, wie der Drahtseiltrieb als Kreistrieb benutzt zu werden. Betrachten wir darauf hin zuerst den Wassertrieb, vor allem den mit Hochdruckwasser, so finden wir, dass er auf zwei Arten mit Kreistrieb benutzt werden kann.

1. Beispiel. Die erste ist, dass man den an der Kraftstätte T_0 , Fig. 1094 (a. f. S.), mit der Spannung p_0 beladenen Wasserstrom an der Betriebsstätte T_1 durch eine Wassersäulenmaschine gehen und aus derselben mit einer verminderten Spannung p_1 heraustreten lässt. Er hat dann bei T_1 mit dem Druck $p_0 - p_1$ gearbeitet. Mit der Spannung p_1 geht er darauf zur zweiten, von dieser zur dritten, vierten und zuletzt nten Betriebsstätte T_n , jedesmal an Spannung verlierend, bis er zuletzt, auf einer niedrigen Spannung p_n angekommen, wieder in die Kraftstätte T_0 eintritt, um daselbst sofort wieder auf die hohe Spannung p_0 gebracht zu werden. Das Verfahren entspricht genau dem auf S. 834 beim Seiltrieb besprochenen. Es setzt voraus, dass die Wassersäulenmaschinen (Hemmwerke) bei $T_1, T_2,$

*) Abgesehen von Ausnahmefällen, vergl. S. 979 Anmerkung.

$T_3 \dots T_n$ alle gleich gross gebaut werden, um den vollen Strom ohne erhebliche schädliche Widerstände durchzulassen. Gangregelung wie bei

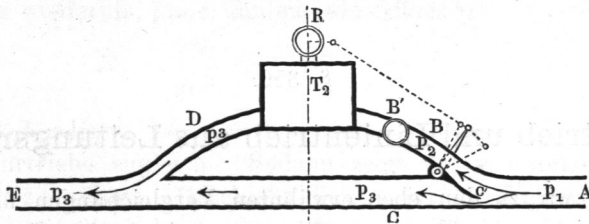
Fig. 1094.



der Helfenberger'schen Maschine (S. 954) wäre empfehlenswerth. Versucht ist das Verfahren wohl noch nicht*).

2. Beispiel. Das zweite Verfahren ist in Fig. 1095 schematisch erläutert. Es besteht darin, dass die Leitung an jeder Betriebsstätte ein

Fig. 1095.



Zweigrohr entsendet, welches durch die Kraftmaschine (Hemmwerk) T_2 hindurchgeht und darauf in den Hauptstrang wieder eintritt. Das Zuleitungsrohr A gabelt sich bei der Theilstation in die Aeste B und C , von denen ersterer irgend einen Bruchtheil der dem Wasserrohr bewohnenden Arbeitsstärke, $\frac{1}{10}$, $\frac{1}{9}$, $\frac{1}{3}$ oder was immer, demselben zu entziehen bestimmt ist. An dem Gabelungspunkte ist eine Scheideklappe C' eingeschaltet, welche durch einen tachometrischen Regulator R , den die Kraftmaschine treibt, gestellt wird. Dem Regulator ist eine entsprechend energische Wirkung zu verleihen (vergl. z. B. S. 960). Das Ablaufrohr D des Hemmwerkes tritt jenseits des letzteren wieder mit dem Zweige C des Hauptrohrs zusammen zu dem Weiterleitungsrohr E . In dem Zuleitungsrohr A herrsche nun die Wasserspannung p_1 im laufenden Wasserstrom; die Maschine T_2 sei nicht im Gange, indem das von Hand stellbare Sperrventil B' geschlossen angenommen werde. Die Scheideklappe C' , welche vor dem Stillstellen von T_2 selbstthätig vom Regulator abgelöst worden, verschliesse den Zweig B ganz. Dann geht der Wasserstrom mit der Spannung p_1 durch C nach E hin. — Nunmehr soll die Kraftmaschine T_2 in Betrieb gesetzt werden. Zu dem

*) Die London Hydraulic power Company hat einzelne Kreistriebe mit je einer Betriebsstätte eingerichtet.

Ende öffnet man das Sperrventil B' und die Scheideklappe C' nach B hin. Die Kraftmaschine fängt alsbald an zu gehen; nun wird der Regulator R mit der Scheideklappe in Verbindung gesetzt und regelt darauf sofort deren Stellung so, wie es der normalen Schnelle der Maschine entspricht. Wird viel Kraft verbraucht, so stellt er die Klappe so, dass die Spannung p_2 in B ein grosser Bruchtheil, wenn wenig, ein kleiner Bruchtheil von p_1 ist; p_3 ist dann die Restspannung, welche auf der Rückseite der Maschine dieser auch entgegenwirkt, so dass dieselbe mit dem Nutzdrucke $p_2 - p_3$ arbeitet. Neben der Scheideklappe C' geht Wasser aus A mit der Spannung p_3 vorüber in das Rohr C. Das mit der Spannung p_3 in E weiter fließende Wasser kann weiterhin in ähnlicher Weise benutzt werden, und so fort bis zur Kraftstätte, wo es, falls es durchschnittlich auf die tiefste Spannung abgespannt sein sollte, in ein Becken fließen kann, aus dem es die Kraftpumpe wieder aufnimmt. Liegt der durchschnittliche Fall anders, so kann man auch das letzte Ablaufrohr unmittelbar wieder in das Saugrohr der Kraftpumpe einmünden lassen, welche letztere dann den Wasserstrom wieder mit hoher Spannung beladet und aufs neue in den Kreis sendet. Auch dieser zweite Wassertrieb) ist meines Wissens zur Zeit noch nicht ausgeführt.*

Der Kreiswassertrieb wird sich empfehlen, wenn die Betriebsstätten oder Theilstationen auf einer grösseren Fläche verbreitet liegen und durch einen einfachen Röhrenzug am Ort bis zu Ende gut verbindbar sind. Zur Winterszeit lässt sich der Rohrkreis mit einigen Gasflammen genügend warm erhalten, wie die Erfahrung an den Armstrong'schen Wasserkränen bekanntlich nachgewiesen hat.

Dem Kreiswassertrieb steht derjenige Trieb gegenüber, bei welchem der Wasserstrom nach Durchfliessung der Kraftmaschine mit tief herabgesetzter Spannung abfließt. Eine entsprechende Unterscheidung ist auch bei anderen Triebarten zu machen. Ich nenne den nicht in sich selbst zurückkehrenden Trieb hier den Linientrieb. Der ältere Seiltrieb (§. 297) ist hienach Linientrieb gegenüber dem in §. 301 behandelten Kreistrieb, und unser Wassertrieb mit Ablauf hinter der Kraftmaschine Linien-Wassertrieb.

Es ist aber noch eine Zwischenform möglich. Diejenige nämlich, bei welcher wohl die Aufeinanderfolge der Theilstationen oder einzelnen Kraftmaschinen gerade so wie im Kreistrieb stattfindet, das Wasser aber hinter der letzten Kraftmaschine T_n zum Abfluss gelangt. Aehnliches gilt von Anlagen mit anderen Treibmitteln. Offenbar fehlt hier nur zur Vervollständigung des

*) Von mir mitgetheilt in Glaser's Annalen Bd. XVII (1885), Heft 12 nach meinem Vortrag im Verein für Eisenbahnkunde vom 10. Nov. 1885.

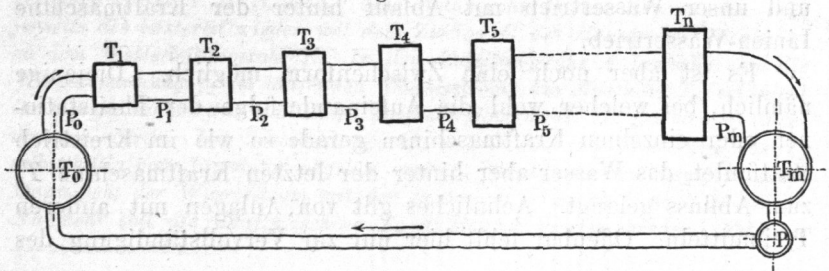
Kreistriebs, dass das Treibmittel wieder zur Kraftstätte geführt würde. Man kann deshalb diese Einrichtung einen ungeschlossenen oder offenen Kreistrieb nennen gegenüber dem geschlossenen, von welchem Fig. 917 das Schema darstellte.

3. *Beispiel.* Der Hochdruckwassertrieb eignet sich sehr gut für grosse Bahnhofsanlagen, wo mittelst seiner sowohl die erforderlichen zahlreichen Hebewerke (vergl. §. 322) als die Windwerke für den Vershubdienst, dann auch die Lichtmaschinen und der grösste Theil der Werkstattmaschinen getrieben werden können. Für solche Anlagen scheint ein aus Kreistrieb und Linientrieb passend gemischtes System das am meisten empfehlenswerthe zu sein. Namentlich bestimmen hierzu die hydraulischen Hebewerke, welche sich weit leichter mit Linientrieb als mit Kreistrieb einrichten lassen. Ein scheinbares Hinderniss gegen die Abzweigung eines Linientriebs von einem Kreistrieb mit hoher Wasserspannung bietet diese letztere, indem bei sehr hohem Wasserdruck die Tauchkolben der Hebezeuge leicht so dünn ausfallen könnten, dass ihre rückwirkende Festigkeit nicht ausreichen würde, den Plattformdruck zu tragen. Dem ist aber leicht abzuhelfen durch Einschaltung eines Wasserhebels nach Fig. 956 a, S. 877. Der Bau eines solchen macht keinerlei Schwierigkeiten; auf Einzelheiten braucht deshalb hier nicht eingegangen zu werden.

4. *Beispiel.* Für Hochdruck- wie Tiefdruckluft hat man bisher nur Linientrieb benutzt (vergl. S. 878 und 879). Die Gaskraftmaschinen lässt man ebenfalls nur im Linientrieb arbeiten, wozu man gezwungen ist, weil das Gas in der Kraftmaschine verbrannt wird. Die Gasmotoren, wie die genannten Luftmotoren sind nebeneinander an das Leitungsrohr geordnet.

5. *Beispiel.* Für Dampf ist dagegen der Kreistrieb einestheils für Ferntriebanlagen (Newyork), andernteils, und wesentlicher noch, für Kurztrieb in Anwendung und zwar in sehr vollkommener Form, nämlich bei den Verbund-Dampfmaschinen, welche bekanntlich jetzt für die Seeschiffahrt das herrschende System bilden. Hochgespannter Dampf (15 bis 18 at) wird dabei in Kreistrieb nach Art des in nachstehend gegebenen Schemas so benutzt,

Fig. 1096.



dass er in jeder folgenden der dicht beieinander liegenden Betriebsstätten weiter expandirt wird, worauf ihm zwischen Station T_n und T_0 , dem Dampf-

kessel, im Oberflächenkondensator T_m , einer Tiefdruckhaltung, die erreichbar niedrigste Spannung ertheilt und er in Wasserform wieder in die Kraftstätte eingeführt wird; daselbst erfährt das Wasser zunächst wieder Ueberführung in Dampfform und wird dann, mit hoher Spannung beladen, aufs neue in den Kreis entsandt. Um die Strömungsschnelle des Dampfes unverändert zu erhalten, muss die Leitung für den, in jeder neuen Betriebsstelle an Ausdehnung gewinnenden Dampf nach jeder derselben an Querschnitt zunehmen, wie Fig. 1096 schematisch darstellt. Geschieht die Kondensation in einer Verbundmaschine mittelst Einspritzung, so liegt zwar auch Kreistrieb, aber ungeschlossener, vor. Mittelst der Verbundmaschine hat man es erreicht, den Kohlenverbrauch für Kraftdampf bis auf die Hälfte der für andere Maschinen erforderlichen Höhe herabzuziehen. Auch in diesem, dem ökonomischen Punkte, besteht hier die Entsprechung zwischen dem Kreistrieb für Dampf und demjenigen für Drahtseil.

6. Beispiel. Bei der Lehmann'schen Heissluftmaschine, welche man mit Recht eine geschlossene Luftmaschine nennt, findet Kreistrieb mit einer einzigen Betriebsstätte Anwendung.

Linientrieb ist auch derjenige unserer gewöhnlichen elektromagnetischen Telegraphen, obwohl derselbe wie Kreistrieb aussieht; die chemisch elektrische Batterie entnimmt der Erde Elektrizität und entsendet sie mit Spannung zur Abgabestation, woselbst sie wieder auf das tiefere Spannungsniveau des Erdbodens herabsinkt. Kreistriebe sind indessen auf dem elektromechanischen Gebiete sehr wohl möglich.

§. 351.

Spezifische Leistung der Triebwellen.

Für die Triebwellen wurde oben, Kap. IX, der Begriff der spezifischen Leistung noch nicht angewandt, weshalb die bezügliche Untersuchung hier nachgeholt werden soll. Beim verdrehenden Momente PR und der Wellendicke d hat man, wenn \mathcal{S} die Schubspannung am Wellenumfang bezeichnet, $PR = \mathcal{S}\pi_{16}d^3$ (vergl. S. 362). Setzt man hierin den Hebelarm $R = \frac{1}{2}d$, so wird P die am Wellenumfang angreifende Kraft und man hat zunächst $P = \mathcal{S}\pi_8d^2$; damit erhält man, wenn noch v die Umfangsschnelle der Welle ist, die Anzahl N der PS , welche in die Welle eingeleitet werden: $N = Pv:75 = \frac{1}{2}\mathcal{S}\pi_4d^2v:75$. Nun ist aber $\pi_4d^2 = 100q$, wenn q der Wellenquerschnitt in qcm. Somit kommt denn:

$$N = \frac{2}{3}\mathcal{S}qv \dots \dots \dots (348)$$

und daraus die spezifische Leistung der Welle:

$$N_0 = \frac{N}{qv} = \frac{2}{3} \mathcal{E} \dots \dots \dots (349)$$

Dieser Ausdruck, welcher dieselbe Form hat, wie mehrere frühere, ist numerisch nicht gross, weil \mathcal{E} nicht hoch gewählt werden darf, damit die Verwindung der Welle nicht zu gross ausfalle. Soll dieselbe, wie schon Kap. IX ausgeführt, $\frac{1}{4}^\circ$ auf den laufenden m nicht überschreiten, so muss $\mathcal{E} \leq \pi/180 d$ bleiben. Dies gibt für die mittleren Fälle der Triebwellen, diejenigen von 60 bis 170 mm Dicke, \mathcal{E} etwa 1 bis nahe 3, also für die spezifische Leistung:

$$N_0 = \frac{2}{3} \text{ bis höchstens } 2 \dots \dots \dots (350)$$

In Worten, diese Wellen übertragen auf den qcm ihres Querschnittes und auf den Meter Umfangsgeschwindigkeit $\frac{2}{3}$ bis höchstens 2 PS.

Bei Anwendung auf Ferntrieb kommt die Reibung der Welle in den Halslagern sehr in Betracht. Ihr Einfluss lässt sich allgemein, ähnlich wie die des Wassers im Leitungsrohr (§. 340), ermitteln. Nach Formel (100) haben wir für die Umfangskraft F , welche die Zapfenreibung überwindet: $F = \frac{4}{\pi} f m l$ dem Gewicht der Welle, d. i. $\frac{4}{\pi} f (\pi/4 d^2 : 10000) 10 L \cdot 7,78$, wobei L die Länge der Welle in m und 7,78 das spezifische Gewicht. Es folgt für die Anzahl N_1 der PS, welche die Reibung beansprucht: $N_1 = Fv : 75 = \frac{4}{\pi} f (q : 100) 10 L \cdot 7,78 v : 75$, und wenn man noch f mit 0,08 einführt, $N_1 = 4 \cdot 7,78 \cdot 0,08 \cdot L q v : \pi \cdot 10 \cdot 75 = L q v : 946,4$, was wir abrunden auf:

$$N_1 = \frac{L}{950} q v \dots \dots \dots (351)$$

und woraus man auch den spezifischen Effektverlust ableiten kann mit

$$(N_1)_0 = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{950} \dots \dots \dots (352)$$

Dieser Verlust ist nicht unbeträchtlich. Wir können ihn im Prozentsatz ausdrücken durch:

$$p_r = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{950} \frac{qv}{N}, \text{ d. i. } = \frac{L}{950} \frac{1}{N_0} \dots \dots \dots (353)$$

Der Werth p_r ist, wie man sieht, verkehrt proportional der spezifischen Leistung. Führen wir diese aus (350) ein, so haben wir

$$\left. \begin{array}{l} \text{für die 60er Welle } p_r = \frac{L}{\frac{2}{3} \cdot 950} \sim \frac{L}{640} \\ \text{und für die 170er Welle } p_r = \frac{L}{2 \cdot 950} = \frac{L}{1900} \end{array} \right\} \cdot (354)$$

640 m und 1900 m Länge der Welle würden also die unüberschreitbaren Grenzen für den Ferntrieb in den beiden Fällen sein.

Ungleich günstiger als die besprochenen Wellen stellen sich die, neuerdings durch die Mannesmann'schen Röhrenwerke eingeführten hohlen Wellen oder Rohrwellen aus Stahl. Dieselben werden als nathfreie, sehr genau cylindrische Röhren ausgeführt, welche mit vollen gussstählernen oder verbundstählernen Zapfen*) in den Lagern laufen. Für gewöhnlich werden die Wellen mit dem Hohlungsverhältniss $\psi = d_1 : d_0 = 0,9$ (vergl. S. 240) ausgeführt und den Zapfen dabei die Dicke $d' = 0,4 d_0$ gegeben. Damit erhält man für N_0 :

$$N_0 = \frac{N}{qv} = \frac{2}{3} \mathfrak{S} (1 + \psi^2) \dots \dots (355)$$

was bei $\psi = 0,9$ gibt:

$$N_0 = \frac{2}{3} \cdot 1,81 \mathfrak{S} \sim 1,2 \mathfrak{S} \dots \dots (356)$$

also bedeutend mehr, als bei der vollen Welle (der Werth $\mathfrak{S} \geq \pi/180 d_0$ muss beibehalten bleiben wegen der Verwindung). Für die auf den Umfang der Rohrwelle zurückgeführte Reibung hat man: $F = 4/\pi f [\pi/4 d_0^2 (1 - \psi^2) : 10000 \cdot 10 L \cdot 7,78 (d' : d_0)]$ und daraus bei $d' = 0,4 d_0$:

$$N_1 = \frac{0,4 L}{950} qv = \frac{L}{2375} qv,$$

oder wenn man wieder durch N dividirt:

$$p_r = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{2375} \frac{1}{N_0} \dots \dots \dots (357)$$

Der Werth N_0 beträgt aber, um bei den obigen Beispielen zu bleiben,

bei der 60er Welle $N_0 = 1,2 PS$

„ „ 170 „ „ $N_0 = 3,6$ „

Dies in (357) einführend, erhalten wir den Effektverlust

$$\left. \begin{array}{l} \text{bei der 60er Welle zu } p_r = \frac{L}{1,2 \cdot 2375} = \frac{L}{2850} \\ \text{bei der 170er „ „ } p_r = \frac{L}{3,6 \cdot 2375} = \frac{L}{8550} \end{array} \right\} \cdot (358)$$

*) Mannesmann'scher Kern- oder Verbundstahl, inwendig weiches Schmiedeeisen, auswendig gehärteter Gussstahl.

d. h. in beiden Fällen weniger als den vierten Theil der in (354) für die vollen Wellen ermittelten Werthe. Die Rohrwellen*) zeigen sich also wegen der Effektverluste den vollen Wellen im Ferntrieb weit überlegen; noch mehr sind sie dies wegen des Materialaufwandes, wie sich sogleich zeigen wird.

Beispiel: Für $N = 60$ und $n = 120$ erhält man aus (359) $d_0 = 157 \sqrt[4]{0,5} = 0,841 \cdot 157 = 132 \text{ mm}$, statt $120 \sqrt[4]{0,5} = 101 \text{ mm}$, wie bei der vollen schmiedeisernen Welle. Die Rohrwellen wiegt aber nur $(157 : 120)^2 (1 - 0,81)$ oder $1,31^2 \cdot 0,19$, d. i. $0,336$ mal so viel, als die volle. Sie hat eine Umfangsschnelle $v = 120 \cdot 132 : 19101 \sim 0,83 \text{ m}$. Wählte man diese von vornherein grösser, z. B. $= 1,5$, was bei der Kleinheit der Zapfendurchmesser d' völlig statthaft sein würde, so käme nach (360) $d_0 = 31,7 \sqrt[3]{60 : 1,5} = 31,7 \cdot 3,42 = 108,4 \sim 108 \text{ mm}$, damit $d' = 0,4 \cdot d_0 = 43 \text{ mm}$, Um-

*) Da diese in Kap. IX, weil erst ganz neuerdings eingeführt, nicht behandelt sind, seien hier in Kürze die wichtigsten Berechnungsausdrücke gegeben.

Aeussere Dicke d_0 , innerer Durchmesser d_1 , Hölhlungsverhältniss $d_1 : d_0 = \psi$. Wird dieses $= 0,9$ gemacht, was in der Regel geschieht, so hat man, immer Stahl als Material vorausgesetzt, für Wellen, die auf Verdrehung zu berechnen sind, vergl. Formel (133):

$$d_0 = 5,40 \sqrt[4]{PR} = 157 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (359)$$

Hierbei ist vorausgesetzt, dass die Umlaufzahl n vorher festgestellt oder angenommen sei. Ist aber vorher statt n die Umfangsschnelle v gewählt, so folgt für dieselben Wellen:

$$d_0 = 31,7 \sqrt[3]{\frac{N}{v}} \dots \dots \dots (360)$$

worauf sich, nach ermitteltem d_0 , die Umlaufzahl ergibt zu

$$n = \frac{19101}{d_0} v \dots \dots \dots (361)$$

Bei blosser Berücksichtigung der Festigkeit, vergl. Formel (131), erhält man:

$$d_0 = 2,46 \sqrt[3]{\frac{PR}{\sigma}} = 220 \sqrt[3]{\frac{N}{n\sigma}} \dots \dots \dots (362)$$

Ist ψ nicht von vornherein wie vorhin angenommen, sondern noch zur Wahl gelassen, so hat man:

$$d_0 = \frac{1,72}{\sqrt[3]{1-\psi^4}} \sqrt[3]{\frac{PR}{\sigma}} = \frac{153,9}{\sqrt[3]{1-\psi^4}} \sqrt[3]{\frac{N}{n\sigma}} \dots \dots \dots (363)$$

und hierfür, wenn

$$d_1 : d_0 = \psi = 0,4 \quad 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,75 \quad 0,80 \quad 0,85 \quad 0,90$$

$$1 : \sqrt[3]{1-\psi^4} = 1,01 \quad 1,02 \quad 1,05 \quad 1,10 \quad 1,14 \quad 1,19 \quad 1,242 \quad 1,427$$

Die Gewichte der hohlen und vollen Wellen verhalten sich wie $(d_0^3 : d^3) (1 - \psi^2)$.

laufzahl $n = 19\ 101. 1,5 : 108 \sim 265$. Gewicht der Welle $(108 : 101)^2 0,19$ oder $0,22$ desjenigen der vollen Welle von 120 Umläufen. Reibungsverlust $0,26$ desjenigen der vollen Welle.

§. 352.

Spezifischer Ferntriebwerth.

Nachdem in den vorstehenden beiden §§. sich durch Vergleichung verschiedener Betriebsmittel manche Verhältnisse haben darstellen lassen, ist doch der vollständige Vergleich der verschiedenen Ferntriebarten, soweit von den Baueinheiten abgesehen werden darf, noch nicht möglich geworden. Dazu fehlt noch eines: die Ermittlung der Materialmenge des die Kraft in grössere Ferne leitenden Körpers. Eine darauf hinielende Untersuchung lässt sich immerhin anstellen und kann gewisse allgemeine Anhaltspunkte gewähren, wenn auch der besondere Fall, oder, um es ganz praktisch auszudrücken, der vereinzelnde Kostenanschlag erst die entscheidende Beurtheilung gewährt.

Die Baustoffmenge, welche ein Ferntrieb für den hauptsächlichsten Krafträger erfordert, lässt sich vergleichsweise durch die Zahl der *PS* ausdrücken, welche 1 kg des Baustoffes bei einem gegebenen Abstand zwischen dem Krafteinleitungs- und dem Betriebspunkte leistet.

Es ist wohl angemessen, diesen Werth den „spezifischen Ferntriebwerth“ eines Triebes zu nennen. Denn ist derselbe hoch, so ist die Triebmethode günstig, wenn niedrig, weniger günstig für Betriebe, bei denen die Ferne eine Rolle spielt.

Der Krafträger stellt sich in allen den betrachteten Fällen mehr oder weniger als eine Art Stab von konstantem Querschnitt q dar, welcher die Strecke entlang geht und dessen Länge durch den Abstand A zwischen dem Krafteinleitungs- und dem Betriebspunkte gemessen wird. Als einheitliches Maass der Länge gelte eine Länge A_0 . Dann ist das Gewicht G des auf diese Länge erforderlichen Stückes des Krafträgers:

$$G = 10 A_0 \frac{q}{100} \sigma (364)$$

wobei σ das spezifische Gewicht des Krafträgers bedeutet und die Rauminhalte auf kbdm gebracht sind. Die Strecke A_0 entlang wird aber eine in *PS* gemessene Arbeitsstärke

$$N = N_0 q v$$

übertragen oder getragen. Theilen wir diesen Werth durch den vorigen, so erhalten wir die gewünschte Angabe. Nur ist für A_0 noch ein fester, durchaus der Uebereinkunft anheimstehender Werth zu wählen. Wir setzen $A_0 = 10$ Meter, und wollen den Quotienten $N:G$ mit N_x bezeichnen*). Dann haben wir für den spezifischen Ferntriebwerth die Gleichung:

$$N_x = N_0 \frac{v}{\sigma} \text{ oder auch } = C \frac{2}{3} \frac{\sigma v}{\sigma} \dots (365)$$

Dieser Werth gilt rund für alle von uns betrachteten Fälle mit einem gewissen Vorbehalt, und zwar einen solchen für den Linienbetrieb mit Riemen und Seil, indem bei diesem sowohl vorwärts als zurück das Zugorgan anzubringen ist, für das „führende“ wie das „geführte“ Trum, weshalb für diese Fälle

$$N_x = \frac{N_0}{2} \frac{v}{\sigma} \dots (366)$$

ist. Beim Kreisseiltrieb gilt dagegen die vorige Formel, da bei demselben bloss ein einziges Seil die Strecken entlang läuft und A also auch bis zur letzten Betriebsstätte zählt, die im allgemeinen dicht bei der Kraftstätte liegend anzunehmen ist. Die aus den Formeln für N_x hervorgehenden Werthe sind sehr merkwürdig, weil sie starke, unerwartete Verschiedenheiten zwischen den Ferntriebarten ersichtlich machen. Wo hohe Geschwindigkeit oder Schnelle des Kraftträgers sich mit hoher Spannung in demselben paart, gibt es sehr hohen spezifischen Ferntriebwerth; wo beide Grössen klein bleiben müssen, geht, da sie stets miteinander multipliziert auftreten, der Ferntriebwerth auch bedeutend herab. Folgende Tafel stellt die für eine kleine Reihe von Trieben sich ergebenden Verhältnisse den Grössen der N_x nach geordnet dar.

Bemerkungen zu der Tabelle. Die Spannungen im Kraftträger sind mit den früher vorgeführten Maximalwerthen, welche statthaft scheinen, bezw. erprobt sind, eingeführt, ohne die oberste zulässige Grenze damit angeben zu wollen. Wegen σ für die Drahtseile vergl. S. 797. Auffallend erscheint das Uebergewicht des Stahlseiles. Sein spezifischer Ferntriebwerth erklärt die Häufigkeit seiner Anwendungen. Es ist obendrein hier nicht einmal der beste Fuss für das Drahtseil vorgesetzt, indem durch Einschlebung einer Gegenrolle an der Kraftstätte sich N_0 nach Formel (310) noch auf das $1\frac{1}{2}$ fache steigern liesse.

Ebenso stark wie das Uebergewicht des Drahtseils tritt die Kleinheit von N_x für die Triebwelle, insbesondere die volle, in die Erscheinung. Sie

*) Der Zeiger x erinnert an die Entfernung 10 (Meter). Zu anderen Maasssystemen wird man andere Grundabstände einführen können.

Spezifische Ferntriebwerthe.

Kraftträger	v	S	σ	N ₀	N _x	Verhältnisse
Stahlseil, Kreistrieb	30	15	9,0	10	33 ² / ₃	100
Stahlseil, Linientrieb	30	15	9,0	10	16 ² / ₃	50
Eisenseil, Kreistrieb	30	6	9,0	4	13 ¹ / ₃	40
Stählernes Leitungsrohr	4	24	7,78	16	8,26	24,8
Eisenseil, Linientrieb	30	6	9,0	4	6 ² / ₃	20
Lederrriemen, Linientrieb	30	0,38	1,0	1 ¹ / ₅	6,0	18
Schmiedeisernes Leitungsrohr	4	12	7,78	8	4,13	12,4
Hanfseil, Linientrieb	30	0,17	1,0	1 ¹ / ₁₂	2,5	7,5
Gusseisernes Leitungsrohr	4	4,5	7,78	3	1,55	4,6
Stählerne Rohrwelle	2	3	7,78	3,6	0,92	2,8
Eiserne oder stählerne volle Welle	1	3	7,78	2	0,26	0,8

steht auf der untersten Stufe. Die als etwas Neues in Betracht kommende Rohrwelle hat, obwohl sie weit besser zum Ferntrieb passen würde, als die volle Welle, immerhin nur einen kleinen Ferntriebwerth.

Die nathfreien eisernen und namentlich die stählernen Röhren erringen dem Leitungsrohrbetrieb eine recht hohe Ziffer. Zu bemerken ist zu den Angaben, um Missverständnissen vorzubeugen, dass v hier die Schnelle der Flüssigkeit im Rohr bezeichnet. Dampf- und Lufttrieb sind nicht vom Wassertrieb getrennt, da es sich hier nur um die Rohrgewichte handelt. Einer Erwähnung verdient noch der Umstand, dass die Reziproken der N_x dem Gewicht des Kraftträgers, wenn von dessen Zuthaten, Flantschen, Kupplungen u. s. w. abgesehen wird, proportional sind, indem $G_x = N : N_x$ ist. Hiernach erhält z. B. für einen 200 pferdigen Ferntrieb mittelst Druckwassers, gleichviel wie hoch die Wasserspannung gewählt wird, bei $A = 300 = 30 \cdot 10$ m das nackte Stahlrohr ein Gewicht von $30 \cdot 200 : 8,26 = 726$ kg, vorausgesetzt, dass man die Rohrwand so berechnet, dass sie 24 kg Materialspannung erfährt, und die Rohrweite so angenommen ist, dass das Wasser sich mit 4 m Schnelle im Rohr bewegt. Für allgemeine Ueberschläge kann diese Berechnungsweise immerhin einen Nutzen gewähren. Vergessen darf der Entwerfer einer Ferntriebsanlage nicht, dass das Herabgehen mit Spannungen und Geschwindigkeiten den Ferntriebwerth in sehr merkbarem Verhältniss herabzieht.

Die besprochenen Werthe von N_x sind die Brutto- oder Rohwerthe; sie entsprechen der in den Ferntrieb eingeleiteten Arbeitsstärke. Es drängt sich die Frage auf, wie es sich mit den Netto- oder Reinwerthen $(N_2)_x$ verhalten wird, d. h. dem Quotienten $N_2 : G$ aus der an der Betriebsstätte aus dem Ferntrieb hervorgehenden Arbeitsstärke N_2 und dem für den Kraftträger aufgewandten Gewicht. Diese Frage lässt sich nicht so einfach beantworten wie die frühere. Denn die Effekterluste im Ferntrieb, welche durch Reibungen, Steifigkeit, Widerstand im Mittel, Wirbelbewegungen, Stösse, Wärmeverluste u. s. w. herbeigeführt werden, hängen zu sehr von den Einzelkeiten jedes Baues ab, als dass man sie in übersichtliche Ausdrücke fassen könnte; erst aus einem ziemlich vollständigen Entwurf lassen sie sich ermitteln. Ein beschränkter Ueberblick lässt sich indessen auch hier gewinnen, der einen gewissen Anhalt, wenn auch einen nicht ganz bestimmten, gibt. Es ist folgender.

Je mehr PS ein Kilogramm des beweglichen Kraftträgers auf denselben Abstand zu leiten vermag, desto geringer ist die durch Lagerung und dergl. aufzunehmende Last des Kraftträgers bei einem gegebenen Werth der Arbeitsstärke, desto geringer also sind, wegen der kleineren in Betracht kommenden Massen, die Reibungen und anderen schädlichen Widerstände. Mit anderen Worten: je grösser der spezifische Ferntriebwerth,

desto kleiner ist im allgemeinen der Antheil der schädlichen Widerstände.

Die oben zusammengestellten rohen Ferntriebwerthe geben deshalb ein gewisses Bild von den Verhältnissen der Effektverluste. Unsere Werthe von N_x stehen, wenn auch keineswegs genau im umgekehrten, so doch im entgegengesetzten Verhältniss der Verluste für schädliche Widerstände, so dass sich die Reinwerthe $(N_2)_x$ noch günstiger stellen, als die oben berechneten Rohwerthe (N_x) derselben, günstiger in dem Sinne, dass die hohen Werthe der N_x im Verhältniss weniger verlieren, als die niedrigen, sobald die Effektverluste in Abzug gebracht werden.

Am schärfsten tritt dies zu Tage, wenn man den Drahtseiltrieb mit dem Vollwellentrieb vergleicht. Solche Vergleiche sind möglich, weil sich nach Früherem die Effektverluste des Wellentriebs leicht allgemein berechnen lassen und weil Kraftmessungen an ausgeführten Drahtseiltrieben vorliegen.

Der in §. 300 behandelte Eisendrahtseiltrieb von Oberursel, ein Linientrieb, verliert in seiner jetzigen Ausführung rund 14 Proz. auf die eingeleiteten 104 *PS* bei 966 m Abstand zwischen Kraft- und Betriebsstätte. Für Betrieb mit (vollen) Wellen berechnet sich nach (353) der Reibungsverlust p_r zu 966 : 950 N_0 . Setzen wir $N_0 = 2$, was hoch gegriffen ist, so erhalten wir $p_r = 483 : 950 = 0,502 \sim 0,50$. Der reine Ferntriebwerth $(N_2)_x$ beträgt hiernach:

beim Seiltrieb . . . $(1 - 0,14) 6^{2/3} = 5,73$

beim Wellentrieb . $(1 - 0,50) 0,26 = 0,13$.

Während sich also die rohen Ferntriebwerthe verhielten wie 20 : 0,80, verhalten sich die reinen wie 5,73 : 0,13, d. i. wie 20 : 0,46. Verloren gehen würden rund 52 *PS* für die Reibung der Welle; somit würde bei Niederwasser, wo die Turbine nur 40,3 *PS* ausgibt, dieselbe gar nicht im Stande sein, die lange Triebwelle in ihren Lagern zu drehen. Wie sich der als Beispiel angezogene Seiltrieb noch günstiger, noch verlustfreier würde bauen lassen, ist in dem Beispiel S. 832 gezeigt worden.

Dass man zu solchen oder ähnlichen Ergebnissen gelangen muss, begreift sich, wenn man bedenkt, dass das Drahtseil sehr schnell läuft und mit hoher Spannung arbeitet, dazu von Rollenzapfen getragen wird, die mit ganz kleiner Umfangsschnelle gehen (etwa $\frac{1}{30} v$), während auf der anderen Seite die Welle nur schwach gespannt sein darf, nur eine geringe Umfangs-

schnelle hat und mit dieser selben Schnelle auch die Reibung in ihren Lagern überwinden muss. Es wird auch hier besonders deutlich, wie sehr die Veranlassung vorlag, bei Triebwerken zu den Einrichtungen, wie sie der Haufseiltrieb mit sich gebracht hat, überzugehen.

Fünfundzwanzigstes Kapitel.

BEHÄLTER AN HALTUNGEN
FÜR DRUCKORGANE.

§. 353.

Verschiedene Arten von Behältern.

Die wichtigsten Theile der Haltungen für Druckorgane sind Gefässe, Behälter, Becken, Kammern, in welchen Druckorgane in mehr oder weniger bedeutender Menge Aufnahme finden, um entweder durch Ueberdruck oder durch Unterdruck zu gegebenen Zeiten zur Wirkung gebracht zu werden; im ersteren Falle ist die Haltung eine Ueberdruck- oder Hochdruckhaltung, im zweiten eine Unter- oder Tiefdruckhaltung. Die beiden Haltungen eines Schiffahrtskanales, welche an eine und dieselbe Schleusenkammer anstossen, vergl. Fig. 993, vertreten die beiden Gattungen. Die in der Technik zur Verwendung kommenden Haltungen sind sehr zahlreich, wie bereits in §. 312 gezeigt wurde. Wenn wir hier auf ihre Behälter etwas näher einzugehen haben, müssen wir uns, der Natur unserer Aufgabe gemäss, auf diejenigen beschränken, welche der Maschinenbauer herzustellen hat, das sind die Behälter von Gusseisen, Schmiedeisen, Kupfer und Stahl. Anwendung finden dieselben für tropfbare wie für gasförmige Flüssigkeiten und sind grösstentheils Gegenstände besonderer Fabrikation.